

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Дульський Антон Іванович**

УДК 621.182 : 662.61 : 662.76

## **ДИСЕРТАЦІЯ**

Покращення екологічних показників водогрійних котлів при спалюванні  
біогазу на основі струменево-нішевої технології

144 – Теплоенергетика

14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

\_\_\_\_\_ Антон ДУЛЬСЬКИЙ

Науковий керівник: Сірий Олександр Анатолійович, к. т. н., доцент.

Київ – 2026

## АНОТАЦІЯ

Дульський А.І. Покращення екологічних показників водогрійних котлів при спалюванні біогазу на основі струменево-нішевої технології. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, 2026.

Дисертаційне дослідження виконано на кафедрі теплової та альтернативної енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України.

Представлена наукова робота вирішує важливе науково-технічне завдання щодо підвищення енергетичної та екологічної ефективності котельного обладнання при його переведенні на біогаз. У проведеному дослідженні визначено основні аспекти впливу вмісту діоксиду вуглецю в паливі на стабільність горіння, гідродинаміку потоку реагуючої суміші, емісійні характеристики при реалізації мікродифузійного горіння біогазу в струменево-нішевих пальниках. На основі отриманих результатів сформовано практичні інженерні рішення для адаптації конструкції стабілізатору полум'я, що гарантує надійне спалювання низькокалорійних забаластованих сумішей. В роботі оцінено перспективність та технічну можливість переведення промислових водогрійних котлів на біогаз із використанням струменево-нішевої технології (СНТ) при дотриманні жорстких екологічних норм щодо емісії оксидів азоту. Проведені дослідження роблять вагомий внесок у подальший розвиток струменево-нішевої технології та її адаптацію до роботи з альтернативними джерелами енергії.

Актуальність обраного напрямку безпосередньо впливає з глобальних тенденцій до переходу на альтернативні палива в енергетиці з ціллю посилення енергетичної безпеки. Заміщення традиційного природного газу

відновлюваним біогазом є стратегічним пріоритетом, однак успішна реалізація таких проєктів у комунальній теплоенергетиці вимагає створення надійної науково-технічної бази та обґрунтованих рішень щодо реалізації робочого процесу існуючого паливоспалювального устаткування при його переведенні на альтернативні палива.

**У вступі** розкрито актуальність обраного напрямку дослідження та наведено загальну структуру і обсяг дисертаційної роботи. Чітко сформульовано мету, головні завдання, а також визначено предмет та об'єкт дослідження. Крім того, наведено дані щодо практичної значущості та наукової новизни отриманих результатів, відображено особистий внесок здобувача та інформацію про апробацію матеріалів роботи на фахових наукових конференціях. Наприкінці вступу окреслено потенційні напрямки впровадження розроблених рішень.

Перший розділ присвячено комплексному аналізу сучасного стану та перспектив використання альтернативних видів палива, зокрема біогазу, синтез-газу, водню та амоніаку. Головну увагу зосереджено на специфічних теплотехнічних властивостях біогазу. Детально розглянуто проблематику, пов'язану з високим вмістом баластного діоксиду вуглецю, що призводить до суттєвого зниження теплотворної здатності паливних сумішей.

На основі огляду попередніх наукових праць визначено ключові фактори впливу діоксиду вуглецю на кінетику горіння. Показано, що наявність баласту критично знижує нормальну швидкість поширення полум'я та звужує межі стійкого горіння палива. Окремо проаналізовано екологічний аспект спалювання біогазу: доведено, що зниження пікових температур у факелі сприяє пригніченню генерації термічних оксидів азоту, проте одночасно створює передумови для появи хімічного недопалу та зростання викидів чадного газу. Також зазначено, що для збереження номінальної теплової потужності агрегатів необхідно пропорційно збільшувати витрату низькокалорійного палива, що кардинально змінює гідродинаміку потоків палива та окисника.

Для подолання вказаних труднощів обґрунтовано доцільність застосування вітчизняної розробки універсальної струменево-нішевої технології горіння. Завдяки значному досвіду успішного промислового впровадження зазначеної технології горіння, напрацьовано значний практичний потенціал щодо подальшого розвитку технології в аспекті розширення можливої паливної бази для пальників струменево-нішевого типу, у тому числі альтернативних палив.

З метою практичного підтвердження гіпотез було створено спеціалізований експериментальний стенд, який дозволяє виконувати багатоваріантні натурні вогневі дослідження. Завдяки цьому вдалося детально вивчити вплив режимних і конструктивних параметрів системи на загальну характеристику робочого процесу пальників. Глибокий аналіз умов аеродинамічної стабілізації полум'я забезпечив надійне теоретичне підґрунтя для вдосконалення вогнетехнічного устаткування. Зібрані експериментальні дані слугують надійним фундаментом для розробки комплексних інженерних рекомендацій щодо переведення існуючих котлів на біогаз із забезпеченням високих енергетичних та екологічних показників устаткування.

**Другий розділ** містить розгорнутий опис експериментальної бази, зокрема детальну схему лабораторної установки, а також вичерпну методологію виконання досліджень і подальшого аналізу результатів. Основна увага в цій частині зосереджена на апаратному забезпеченні експерименту, зокрема на конструктивних особливостях розробленого адаптивного пальникового модуля, який дозволяв оперативно змінювати геометричні параметри паливних колекторів. Крім того, наведено повний перелік задіяного контрольно-вимірювального устаткування, визначено специфіку підготовки приладів та описано базові умови проведення вогневих випробувань.

Під час проведення експериментальних робіт здійснювалася безперервна реєстрація ключових параметрів: температур і тисків повітряного потоку перед входом до робочої зони, витратних характеристик газових сумішей, а також розподілу температур продуктів згоряння як уздовж факела,

так і на виході з камери. Особливе значення мало фіксування витрат реагентів на межах стабільного горіння, зокрема під час запалювання та на зривних режимах. Для контролю емісійних показників, таких як концентрації оксидів азоту, чадного та вуглекислого газів, застосовувався сучасний газоаналізатор ОКСИ 5М-5Н. Важливе місце в розділі відведено детальній характеристиці методу газової хроматографії з використанням комплексу Газохром 3101, що дозволило дослідити особливості вигорання горючих компонентів палива по довжині факела.

Також у розділі викладено алгоритм математичної обробки отриманого масиву експериментальних даних. Важливим етапом стала детальна оцінка похибок вимірювального комплексу. Зокрема, було проаналізовано інструментальні похибки визначення швидкостей повітряного потоку, температурних полів та концентрацій токсичних речовин у відхідних газах, що беззаперечно підтверджує високу достовірність та надійність результатів дисертаційного дослідження.

**Третій розділ** дисертації присвячено детальному аналізу результатів вогневих випробувань процесу спалювання біогазу в умовах застосування струменево-нішевої технології. У цій частині дослідження, на основі отриманих експериментальних даних, вперше побудовано та систематизовано графіки зривних характеристик для паливних сумішей із різною часткою діоксиду вуглецю. Як підтверджують наведені в роботі залежності, збільшення концентрації баласту до 50 відсотків очікувано призводить до відчутного звуження меж стабільного горіння, скорочуючи загальний робочий діапазон пальника у 1,8-2,2 рази. Водночас, згідно з результатами випробувань різних конфігурацій паливних колекторів, виявлено ефективний компенсаторний механізм: оптимізація геометрії шляхом зменшення відносного кроку газоподавальних отворів дозволяє розширити межі стійкого запалювання у 1,5-1,7 рази порівняно з базовими моделями.

Значну увагу приділено вивченню гідродинамічної структури факела. Відповідно до проведених розрахунків та візуальних спостережень, описаних

у тексті, встановлено, що при переході на забаластоване паливо параметр взаємодії струменів стрімко зростає у 2,8 рази. Такий стрибок, як доведено в дисертації, суттєво збільшує глибину проникнення паливних струменів у зносний потік повітря, що максимально інтенсифікує процеси турбулентного мікродифузійного сумішоутворення та ефективно нівелює негативний вплив низької реакційної здатності біогазу. Ці процеси також супроводжуються зафіксованим в ході дослідів скороченням візуальної довжини факела та локальним зростанням температури відхідних газів.

Окремим вагомим блоком у фінальній частині третього розділу представлено результати дослідження екологічних характеристик робочого процесу. Експериментальні залежності підтверджують наявність чіткого зворотного зв'язку між емісією чадного газу та генерацією оксидів азоту. Зафіксовано та обґрунтовано, що наявність від 30 до 50 відсотків діоксиду вуглецю у вихідному паливі виконує функцію потужного інертного розбавника, який забезпечує теплове пригнічення реакцій утворення токсичних азотних сполук. У результаті, як свідчать дані газового аналізу, в цільовому експлуатаційному діапазоні коефіцієнтів надлишку повітря від 1,15 до 1,25 вдалося досягти зниження емісії оксидів азоту до екологічно безпечного рівня 20-22 ppm.

**Четвертий розділ** містить результати розрахунково-теоретичних досліджень, виконаних із застосуванням методів обчислювальної гідродинаміки (CFD). Для детального вивчення просторової аеродинаміки та теплових полів у камері згоряння розроблено тривимірну чисельну модель у програмному комплексі ANSYS Fluent на базі спрощеної одностадійної моделі глобального окиснення (Eddy Dissipation). Адекватність застосованих алгоритмів підтверджено шляхом верифікації чисельної моделі на основі даних вогневого стенда. Порівняльний аналіз показав задовільну точність прогнозування макропараметрів: розбіжність за температурою відхідних газів не перевищила 5 °C. Оскільки при спалюванні забаластованого палива температури не досягають критичного порогу для інтенсивного генерування

термічних NOx (понад 1800 K), до розрахунку було додатково залучено підмодель утворення «швидких» оксидів азоту (Prompt NOx). Такий фізично обґрунтований підхід забезпечив точність оцінки емісії (43 ppm розрахункових проти 42 ppm натурних), що підтверджує надійність розробленої чисельної моделі як інструменту для оцінки загальних трендів при подальшому промисловому масштабуванні.

На базі верифікованої моделі виконано масштабування розроблених технологічних рішень на промисловий водогрійний котел серії ВК-32. Враховуючи особливості застосованої одностадійної моделі (Eddy Dissipation), яка базується на швидкості змішування реагентів і не призначена для точного розрахунку хімічного недопалу, оцінка роботи котельного агрегату здійснювалася за умови протікання режимів з мінімальним рівнем недопалу.

Відповідно, ключовим маркером ефективної роботи пальника виступав гідродинамічний параметр взаємодії струменів. Встановлено, що при переведенні на біогаз із вмістом діоксиду вуглецю до 30 % цей показник зростає до 31,3. Це свідчить про інтенсивне турбулентне змішування, яке суттєво нівелює вплив низької калорійності палива. Крім того, результати просторового чисельного моделювання дозволили оцінити наявну конструкцію пальника: підтверджено, що існуюча відстань між модулями та загальна площа поперечного перетину для проходу повітря є достатніми для запобігання злиттю паливних струменів і забезпечення їх рівномірної роздачі в повітряному потоці.

Аналіз екологічних характеристик також підтвердив доцільність запропонованих рішень. Отримані дані щодо емісії оксидів азоту мають оцінковий характер і відображають стійкий тренд: використання забаластованого палива забезпечує прогнозоване зниження викидів NOx приблизно на 44 % (з індикативним виходом на рівень 23 ppm при надлишку повітря 1,18). Водночас теплотехнічні показники залишаються стабільними:

розрахункова температура димових газів на виході зросла лише на 6 °С і становить 158 °С.

**У висновках** наведено загальні підсумки дисертаційної роботи. Доведено, що впровадження адаптованих пальникових пристроїв струменево-нішевого типу є надійним та перспективним інструментом для переведення об'єктів комунальної енергетики на альтернативні види палива з одночасним дотриманням жорстких екологічних стандартів.

**Ключові слова:** біогаз, котли, оксиди азоту, відновлювані джерела енергії, енергоефективність, струменево-нішева технологія, пальниковий пристрій, горіння, CFD-моделювання, водогрійний котел, альтернативні палива, стабілізація полум'я, діоксид вуглецю, пальники.

## **ABSTRACT**

Dulskyi A.I. Improvement of environmental performance of hot water boilers when burning biogas based on jet-niche technology. - Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 144 "Thermal Power Engineering". National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, 2026.

The dissertation research was carried out at the Department of Thermal and Alternative Energy of the National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" of the Ministry of Education and Science of Ukraine.

The presented scientific work solves an important scientific and technical task of increasing the energy and environmental efficiency of boiler equipment when converting it to biogas. The conducted research determines the main aspects of the influence of carbon dioxide content in the fuel on combustion stability, hydrodynamics of the reacting mixture flow, and emission characteristics during the implementation of micro-diffusion biogas combustion in jet-niche burners. Based on the obtained results, practical engineering solutions were formed for the adaptation of the flame stabilizer design, which guarantees reliable combustion of low-calorie ballasted mixtures. The work evaluates the prospects and technical feasibility of converting industrial hot water boilers to biogas using jet-niche technology while complying with strict environmental standards for nitrogen oxide emissions. The conducted research makes a significant contribution to the further development of jet-niche technology and its adaptation to operate with alternative energy sources.

The relevance of the chosen direction directly stems from global trends towards the transition to alternative fuels in the energy sector to strengthen energy security. Replacing traditional natural gas with renewable biogas is a strategic priority; however, the successful implementation of such projects in municipal thermal power engineering requires the creation of a reliable scientific and technical base and substantiated solutions regarding the implementation of the working

process of existing fuel combustion equipment when transferring it to alternative fuels.

**The introduction** reveals the relevance of the chosen research direction and provides the general structure and scope of the dissertation work. The goal, main tasks, as well as the subject and object of the research are clearly formulated. In addition, data on the practical significance and scientific novelty of the obtained results are provided, the personal contribution of the applicant and information on the testing of the work materials at professional scientific conferences are reflected. At the end of the introduction, potential directions for the implementation of the developed solutions are outlined.

**The first chapter** is devoted to a comprehensive analysis of the current state and prospects for using alternative fuels, in particular biogas, synthesis gas, hydrogen, and ammonia. The main focus is on the specific thermotechnical properties of biogas. The problems associated with a high content of ballast carbon dioxide, which leads to a significant decrease in the calorific value of fuel mixtures, are considered in detail.

Based on a review of previous scientific papers, the key factors of carbon dioxide influence on combustion kinetics are identified. It is shown that the presence of ballast critically reduces the normal flame propagation speed and narrows the limits of stable fuel combustion. The environmental aspect of biogas combustion is analyzed separately: it is proved that a decrease in peak temperatures in the flame contributes to the suppression of the generation of thermal nitrogen oxides, but simultaneously creates prerequisites for the appearance of chemical underburning and an increase in carbon monoxide emissions. It is also noted that in order to maintain the nominal thermal power of the units, it is necessary to proportionally increase the consumption of low-calorie fuel, which fundamentally changes the hydrodynamics of the fuel and oxidant flows.

To overcome these difficulties, the expediency of using the domestic development of universal jet-niche combustion technology is substantiated. Due to significant experience in the successful industrial implementation of this combustion

technology, considerable practical potential has been developed for the further advancement of the technology in terms of expanding the possible fuel base for jet-niche type burners, including alternative fuels.

In order to practically confirm the hypotheses, a specialized experimental test bench was created, which allows performing multi-variant full-scale fire studies. Thanks to this, it was possible to study in detail the influence of operating and design parameters of the system on the overall characteristics of the burners' working process. An in-depth analysis of aerodynamic flame stabilization conditions provided a reliable theoretical basis for the improvement of combustion equipment. The collected experimental data serve as a solid foundation for the development of comprehensive engineering recommendations for converting existing boilers to biogas while ensuring high energy and environmental performance of the equipment.

**The second chapter** contains a detailed description of the experimental base, in particular, a detailed diagram of the laboratory installation, as well as an exhaustive methodology for conducting research and subsequent analysis of the results. The main focus in this part is on the hardware of the experiment, in particular on the design features of the developed adaptive burner module, which allowed for rapid changes in the geometric parameters of fuel manifolds. In addition, a complete list of the control and measuring equipment used is provided, the specifics of preparing the devices are determined, and the basic conditions for conducting fire tests are described.

During the experimental work, continuous recording of key parameters was carried out: temperatures and pressures of the air flow before entering the working zone, flow characteristics of gas mixtures, as well as the temperature distribution of combustion products both along the flame and at the exit of the chamber. Recording the flow rates of reactants at the limits of stable combustion, in particular during ignition and at blowout modes, was of particular importance. A modern gas analyzer OKSY 5M-5H was used to monitor emission indicators, such as the concentration of nitrogen oxides, carbon monoxide, and carbon dioxide. An important place in the

chapter is given to a detailed description of the gas chromatography method using the Gazochrom 3101 complex, which made it possible to study the features of the burnout of combustible fuel components along the flame length.

The chapter also outlines the algorithm for mathematical processing of the obtained array of experimental data. A detailed assessment of the measuring complex errors was an important stage. In particular, the instrumental errors in determining air flow velocities, temperature fields, and the concentration of toxic substances in the exhaust gases were analyzed, which indisputably confirms the high reliability and validity of the dissertation research results.

**The third chapter** of the dissertation is devoted to a detailed analysis of the fire test results of the biogas combustion process under the conditions of using jet-niche technology. In this part of the study, based on the obtained experimental data, graphs of blowout characteristics for fuel mixtures with different carbon dioxide fractions were constructed and systematized for the first time. As the dependencies presented in the work confirm, an increase in ballast concentration up to 50 percent expectedly leads to a noticeable narrowing of the stable combustion limits, reducing the overall operating range of the burner by 1.8-2.2 times. At the same time, according to the test results of various fuel manifold configurations, an effective compensatory mechanism was identified: optimization of the geometry by reducing the relative pitch of the gas supply holes makes it possible to expand the stable ignition limits by 1.5-1.7 times compared to basic models.

Considerable attention is paid to the study of the flame's hydrodynamic structure. According to the calculations and visual observations described in the text, it was found that upon switching to ballasted fuel, the jet interaction parameter increases rapidly by 2.8 times. Such a jump, as proven in the dissertation, significantly increases the penetration depth of fuel jets into the cross-flow of air, which maximizes the intensification of turbulent micro-diffusion mixture formation processes and effectively neutralizes the negative impact of the low reactivity of biogas. These processes are also accompanied by a reduction in the visual length of

the flame recorded during the experiments and a local increase in the temperature of the exhaust gases.

A separate significant block in the final part of the third chapter presents the results of studying the environmental characteristics of the working process. Experimental dependencies confirm the presence of a clear inverse relationship between carbon monoxide emissions and the generation of nitrogen oxides. It was recorded and substantiated that the presence of 30 to 50 percent of carbon dioxide in the initial fuel acts as a powerful inert diluent, providing thermal suppression of the formation reactions of toxic nitrogen compounds. As a result, as evidenced by the gas analysis data, in the target operational range of excess air coefficients from 1.15 to 1.25, it was possible to achieve a reduction in nitrogen oxide emissions to an environmentally safe level of 20-22 ppm.

**The fourth chapter** contains the results of computational and theoretical studies performed using computational fluid dynamics methods. To study in detail the aerodynamics and thermochemical processes in the combustion chamber, a three-dimensional mathematical model was developed in the ANSYS Fluent software package. The adequacy of the applied algorithms was confirmed by verifying the model based on data from the fire test bench. A comparative analysis showed high accuracy: the discrepancy in the exhaust gas temperature did not exceed five degrees, and the calculated nitrogen oxide emission almost perfectly matched the full-scale indicators, amounting to 43 ppm versus 42 ppm in the experiment. This fully confirms the reliability of the developed mathematical model as a tool for further industrial scaling.

Based on the verified model, the scaling of the developed technological solutions to the industrial hot water boiler of the VK-32 series was performed. Comprehensive calculations proved the technical feasibility and energy expediency of converting the unit to biogas with a carbon dioxide content of up to 30% by volume. It was recorded that the hydrodynamic parameter of jet interaction in this mode increases to 31.3, which ensures intensive turbulent mixing and significantly neutralizes the impact of low fuel calorific value. Thanks to this, stable operation of

the boiler unit is guaranteed. The most significant result of the study is a substantial environmental effect: the use of ballasted fuel ensured a reduction in nitrogen oxide emissions by approximately 44%, bringing them to a level of 23 ppm (with an air excess of 1.18). At the same time, the temperature of the flue gases at the outlet increased by only 6 degrees and amounts to 158 °C.

**The conclusions** summarize the overall results of the dissertation work. It is proved that the implementation of adapted jet-niche type burners is a reliable and promising tool for converting municipal energy facilities to alternative fuels while simultaneously complying with strict environmental standards.

**Keywords:** biogas, boilers, nitrogen oxides, renewable energy sources, energy efficiency, jet-niche technology, burner device, combustion, CFD modeling, hot water boiler, alternative fuels, flame stabilization, carbon dioxide, burners.

## Список публікацій здобувача

**Публікації, в яких представлені основні наукові результати дисертації:**

1. Siryi O., Vlasenko O., Shakhbazov I., Storozhuk M., Dulskyi A. Experimental study of the fuel gases mixtures with hydrogen combustion process in a jet-niche flame stabilizer. Studies in Systems, Decision and Control. 2024. P. 369-388.[https://doi.org/10.1007/978-3-031-90466-0\\_15](https://doi.org/10.1007/978-3-031-90466-0_15) (входить до наукометричної бази Scopus).

**Внесок авторів публікації:**

**Сірий О.:** постановка задачі дослідження, розробка плану експерименту та його проведення, опрацювання експериментальних результатів, написання основного тексту статті;

**Власенко О.:** аналіз літературних джерел, збір, впорядкування та аналіз первинних даних; редагування та переклад тексту;

**Шахбазов І.:** участь в застосуванні математичного планування експерименту з ціллю представлення взаємозалежних емісійних характеристик NO<sub>x</sub> та CO;

**Сторожук М.:** оформлення графічного матеріалу, малюнків, графіків табличних даних;

**Дульський А.:** аналіз літературних джерел щодо представлення екологічних показників паливоспалювального устаткування, участь в експериментальному дослідженні впливу режимних та геометричних параметрів струменево-нішевого стабілізатору на температуру факелу та продуктів згоряння, а також опрацювання та графічне представлення температурних залежностей.

2. Дульський А. І., Сторожук М. Ю. Альтернативні палива в енергетиці, проблеми та перспективи. Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки. 2023. Том 34 (73), № 5. С. 300–308. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.5/46>

Внесок авторів публікації:

**Дульський А.І.:** аналіз літератури щодо розвитку альтернативних джерел енергії глибиною до 10 років вітчизняних та іноземних фахових спеціалізованих виданнях, зокрема у напрямі використання біогазу, генераторного газу та ін. замінників традиційного палива в енергетичних установках. Формування висновків щодо перспективи використання в умовах енергетики країни;

**Сторожук М.С.:** аналіз літературних джерел щодо розвитку альтернативних джерел енергії глибиною до 10 років вітчизняних та іноземних фахових спеціалізованих виданнях, зокрема у напрямі використання водневмісних сполук штучного походження, зокрема амоніаку, з ціллю переходу до декарбонізації енергетики та промисловості.

3. Дульський А. І., Сірий О. А. CFD-моделювання процесу спалювання суміші метан-біогаз в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки. 2024. Том 35 (74), № 5. С. 6–13. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.5.2/02>

Внесок авторів публікації:

**Дульський А.І.:** аналіз літературних джерел з моделювання процесів горіння при застосуванні схем стабілізації полум'я з використанням поганообтічних тіл. Виконання математичного моделювання процесу горіння біогазу в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я, аналіз результатів та їх представлення, оформлення тексту статті.

**Сірий О.:** постановка задачі дослідження, уточнення геометричної моделі, граничних областей при виконанні числових досліджень, представлення експериментальних результатів для проведення верифікації отриманих результатів.

4. Дульський А. І., Сірий О. А. Дослідження робочого процесу водотрубно-димогарних котлів при роботі на біогазі. Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. 2025. Вип. 50. С. 164–173. <https://doi.org/10.31498/2225-6733.50.2025.336329>

Внесок авторів публікації:

**Дульський А.І.:** аналіз літературних джерел щодо моделювання робочого процесу котельного устаткування. Побудова математичної моделі процесу горіння біогазу у водогрійному котлі жаротрубного типу тепловою потужністю 2,5 Гкал із застосуванням струменево-нішевої технології горіння, аналіз результатів та їх представлення, оформлення тексту статті.

**Сірий О.:** постановка задачі дослідження, підготовка та представлення експериментальних результатів для проведення верифікації отриманих результатів.

**Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

5. Дульський А. І., Сірий О. А. Амоніак як паливо: проблеми та перспективи. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XXI Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених і студентів, м. Київ. Т. 1. Київ, 2023. С. 159–160.

**Дульський А.І.:** аналіз літературних джерел стосовно перспектив використання амоніаку в якості палива, оформлення тексту тез, представлення результатів оглядового дослідження на конференції у вигляді доповіді.

**Сірий О.:** загальне керівництво, редагування тексту тез.

6. Дульський А. І., Сірий О. А. Особливості стабілізації полум'я в струменево-нішовій системі горіння палива. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XXI Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених і студентів, м. Київ. Т. 1. Київ, 2024. С. 124–126.

**Дульський А.І.:** аналіз результатів експериментального дослідження режиму стабілізації горіння на перпендикулярних паливних струменях, оформлення тексту тез, представлення результатів дослідження на конференції у вигляді доповіді.

**Сірий О.:** постановка задачі дослідження, розробка плану експерименту та його проведення, опрацювання експериментальних результатів, редагування тексту тез.

7. Дульський А. І., Сірий О. А. Математичне моделювання процесу мікродифузійного горіння газоподібних палив у струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених і студентів, м. Київ. Т. 1. Київ, 2025. С. 117–119.

**Дульський А.І.:** Виконання математичного моделювання процесу горіння біогазу в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я, аналіз результатів та їх представлення, оформлення тексту тез.

**Сірий О.:** постановка задачі дослідження, уточнення геометричної моделі, граничних областей при виконанні числових досліджень, представлення експериментальних результатів для проведення верифікації отриманих результатів.

## ЗМІСТ

|                                                                                                |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ЗМІСТ .....                                                                                    | 19 |
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ.....                                                    | 23 |
| ВСТУП .....                                                                                    | 26 |
| РОЗДІЛ 1 .....                                                                                 | 35 |
| СТАН ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ<br>ОБ'ЄКТАМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ПРОМИСЛОВОСТІ ..... | 35 |
| 1.1 Загальні відомості .....                                                                   | 35 |
| 1.1.2 Різновиди палива термохімічного перетворення (ТХП).....                                  | 40 |
| 1.1.2.1 Водень .....                                                                           | 40 |
| 1.1.2.2 Амоніак .....                                                                          | 41 |
| 1.1.2.3 Синтез-газ .....                                                                       | 42 |
| 1.1.2.4 Біогаз .....                                                                           | 43 |
| 1.2 Характеристики біогазу як палива .....                                                     | 45 |
| 1.3 Екологічні характеристики .....                                                            | 52 |
| 1.4 Висновки до розділу 1 та завдання дослідження.....                                         | 62 |
| РОЗДІЛ 2 .....                                                                                 | 65 |
| ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ<br>ДОСЛІДЖЕНЬ.....                              | 65 |
| 2.1 Конструктивні особливості експериментальної установки.....                                 | 65 |
| 2.2 Методологія експериментальних досліджень.....                                              | 66 |
| 2.2.1 Підготовка газоаналізаторів до замірів .....                                             | 69 |
| 2.3 Методика проведення газової хроматографії .....                                            | 70 |
| 2.3.1 Загальні відомості .....                                                                 | 70 |
| 2.3.2 Реєстрація сигналу та визначення параметрів утримування.....                             | 74 |
| 2.3.3 Класифікація хроматографічних колонок .....                                              | 75 |

|                                                                                                                                                  |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 2.3.4 Детектор хроматографа .....                                                                                                                | 76  |
| 2.4 Аналіз похибок експериментальних вимірювань.....                                                                                             | 83  |
| 2.4.1 Інструментальна точність визначення емісійних показників<br>струменево-нішевої системи.....                                                | 83  |
| 2.4.2 Похибка визначення швидкості повітряного потоку .....                                                                                      | 84  |
| 2.5 Висновки до розділу 2 .....                                                                                                                  | 85  |
| РОЗДІЛ 3 .....                                                                                                                                   | 87  |
| РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ<br>СПАЛЮВАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ТА ЙОГО СУМІШІ З CO <sub>2</sub> .....                                   | 87  |
| 3.1. Передумови проведення досліджень та аналіз впливу баластування<br>на робочий процес.....                                                    | 87  |
| 3.2 Особливості розвитку факела та гідродинаміки реагуючої суміші. 88                                                                            |     |
| 3.2. Аналіз гідродинамічних параметрів взаємодії паливних струменів із<br>повітряним потоком.....                                                | 89  |
| 3.2.1. Оцінка далекобійності та проникаючої здатності паливних<br>струменів у потоці окисника.....                                               | 89  |
| 3.2.2 Дослідження впливу частки CO <sub>2</sub> у паливній суміші на межі<br>стійкості горіння для різних конфігурацій паливних колекторів ..... | 94  |
| 3.2.3 Аналіз межі «бідного» зриву полум'я на основі теплової моделі<br>стабілізації полум'я.....                                                 | 97  |
| 3.3 Дослідження впливу геометричних та режимних параметрів системи<br>на температуру факелу та продуктів згоряння.....                           | 100 |
| 3.3.1 Результати вимірювання температур при $\bar{S} = 2,5$ .....                                                                                | 100 |
| 3.3.2 Результати вимірювання температур при $\bar{S} = 3,0$ .....                                                                                | 103 |
| 3.3.3 Результати вимірювання температур при $\bar{S} = 3,5$ .....                                                                                | 106 |
| 3.4 Аналіз впливу вмісту CO <sub>2</sub> в паливі та геометрії стабілізатора на<br>довжину факелу.....                                           | 109 |

|                                                                                                                 |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.5.1 Емісійні характеристики стабізатору при $\bar{S} = 2,5$ .....                                             | 110 |
| 3.5.2 Емісійні характеристики стабізатору при $\bar{S} = 3,0$ .....                                             | 112 |
| 3.5.3 Емісійні характеристики стабізатору при $\bar{S} = 3,5$ .....                                             | 114 |
| 3.6. Вплив теплонапруженості факелу на емісійні показники стабілізатору                                         | 116 |
| 3.6. Аналіз приведених емісійних показників системи.....                                                        | 120 |
| 3.7 Висновки до розділу 3 .....                                                                                 | 121 |
| РОЗДІЛ 4 .....                                                                                                  | 123 |
| ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІКИ ТА ГОРІННЯ В ПАЛЬНИКОВОМУ ПРИСТРОЇ І ТОПЦІ КОТЛА ПРИ СПАЛЮВАННІ БІОГАЗУ ..... | 123 |
| 4.1 Актуальність заміщення природного газу у водогрійних котлах ..                                              | 123 |
| 4.2 Побудова геометричної моделі та просторова дискретизація розрахункової області. ....                        | 124 |
| 4.3 Фізико-математична модель робочого процесу .....                                                            | 128 |
| 4.4 Верифікація математичної моделі за результатами експерименту                                                | 137 |
| 4.5 Чисельне дослідження робочого процесу промислового котла ВК-32 при спалюванні біогазу.....                  | 142 |
| 4.6 Висновки до розділу 4 .....                                                                                 | 150 |
| ВИСНОВКИ.....                                                                                                   | 152 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....                                                                                 | 156 |
| ДОДАТОК А.....                                                                                                  | 167 |
| Копії свідоцтв про перевірку газоаналізатора ОКСИ 5М-5НД .....                                                  | 167 |
| ДОДАТОК Б .....                                                                                                 | 168 |
| Сертифікат на калібрувальну газову суміш хроматографа .....                                                     | 168 |
| ДОДАТОК В.....                                                                                                  | 169 |
| Результати експериментальних досліджень бідного зриву полум'я шляхом збільшення витрати повітря .....           | 169 |
| ДОДАТОК Г .....                                                                                                 | 172 |

|                                                                                               |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Результати хроматографічного аналізу складу природного газу використаного в дослідженні ..... | 172 |
| ДОДАТОК Д.....                                                                                | 173 |
| Акт впровадження результатів дисертаційної роботи .....                                       | 173 |

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ

### Основні скорочення

**ВЕС** – відновлювальні енергетичні системи  
**ГХ** – газова хроматографія  
**ДМЕ** – диметилловий ефір  
**ЕП** – електропаливо  
**ЗЗТ** – зона зворотних течій  
**ККД** – коефіцієнт корисної дії  
**СНС** – струменево-нішева система (стабілізатор)  
**СНТ** – струменево-нішева технологія  
**ТКД** – термокондуктометричний детектор  
**ТХП** – термохімічне перетворення  
**ATR** – автотермічне реформування  
**CFD** – обчислювальна гідродинаміка  
**POX** – часткове окиснення  
**RANS** – усереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса  
**SMR** – парове риформування метану

### Умовні позначення

**a** – коефіцієнт поглинання середовища, [1/м]  
**C<sub>p</sub>** – питома (ізобарна) теплоємність, [Дж/(кг·К)]  
**d** – діаметр газоподаючих отворів (сопел), [м]  
**E** – повна енергія, [Дж]  
**G** – масова витрата, [кг/с] або об'ємна витрата, [м<sup>3</sup>/с]  
**h** – ентальпія суміші, [Дж/кг] або висота піку на хроматограмі, [мм]  
**h<sub>c</sub>** – далекобійність паливних струменів, [м]  
**H** – глибина ніші, [м]  
**J<sub>j</sub>** – дифузійний потік компонента j, [кг/(м<sup>2</sup>·с)]  
**k** – турбулентна кінетична енергія, [м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>] або [Дж/кг]  
**L** – довжина ніші, [м]

$L_0$  – стехіометричний коефіцієнт, [кг/кг] або [м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>]  
 $L_v$  – верхня об'ємна концентраційна межа запалювання, [%]  
 $L_n$  – нижня об'ємна концентраційна межа запалювання, [%]  
 $n$  – коефіцієнт масообміну, [м/с]  
 $p$  – локальний статичний тиск, [Па]  
 $q$  – гідродинамічний параметр (відношення динамічних напорів палива та окисника), [безрозмірна величина]  
 $R$  – універсальна газова стала, [Дж/(моль·К)]  
 $R_j$  – швидкість утворення або споживання хімічного компонента, [кг/(м<sup>3</sup>·с)]  
 $s$  – ефективна довжина шляху променя, [м]  
 $S/d$  – відносний крок розташування отворів колектора, [безрозмірна величина]  
 $T$  – температура, [K] або [°C]  
 $t_R$  – час утримування (у хроматографії), [с]  
 $U_n$  – нормальна швидкість розповсюдження полум'я, [м/с]  
 $V_R$  – утримуваний об'єм, [м<sup>3</sup>]  
 $W$  – швидкість, [м/с]  
 $W_o$  – число (індекс) Воббе, [МДж/м<sup>3</sup>]  
 $y_+$  – безрозмірний параметр примежового шару, [безрозмірна величина]  
 $Y_j$  – масова частка j-го компонента, [кг/кг]  
 $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря, [безрозмірна величина]  
 $\alpha\Sigma$  – сумарний коефіцієнт надлишку повітря, [безрозмірна величина]  
 $\varepsilon$  – швидкість дисипації турбулентної кінетичної енергії, [м<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>] або ступінь чорноти, [безрозмірна величина]  
 $\rho$  – густина, [кг/м<sup>3</sup>]  
 $\sigma$  – постійна Стефана-Больцмана, [Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>)]  
 $\Phi$  – еквівалентне співвідношення (паливо/повітря), [безрозмірна величина]

## Основні індекси

**п** – повітря

**г** – паливний газ

**сум** – суміш

**ззт** – зона зворотних течій

**з** – займання

**д** – дійсна або адіабатична температура полум'я

**і** – хімічний компонент суміші

**0** – нульові або стехіометричні параметри (наприклад,  $t_0$ ,  $L_0$ )

## ВСТУП

Енергія відіграє вирішальне значення для функціонування та продуктивності людини, а технологічний прогрес став можливим завдяки ефективному використанню енергії. Ефективне енергоспоживання підвищує якість життя, економічний та технологічний розвиток, збільшує обсяги виробництва.

Однак ресурси викопного палива, від яких значною мірою залежить промисловість, мають негативний вплив на екологію, обмежені в доступній кількості і будуть близькі до вичерпання в майбутньому. Безпрецедентна популярність і успішне використання нафтових ресурсів, що спостерігалися у XX столітті, будуть знижуватися у XXI столітті через нестачу ресурсів і збільшення викидів вуглекислого газу. З точки зору сталого розвитку людства: буде інтенсифікуватися використання альтернативних палив об'єктами промисловості та енергетики [1].

На даний момент енергетична система України перебуває у вкрай складному стані через військові дії. Постійні обстріли критичної інфраструктури з боку Російської Федерації завдали значної шкоди енергетичним об'єктам країни. Зокрема, було втрачено близько 9 ГВт генеруючої потужності, що еквівалентно річному літньому споживанню електроенергії Нідерландами або нічному споживанню електроенергії в Україні в літній період.

Ця ситуація продемонструвала вразливість централізованої енергетичної системи та нагальну потребу у диверсифікації джерел генерування як електричної, так і теплової енергії. Різноманітність у способах виробництва енергії дозволить зменшити залежність від окремих видів палива та підвищити стійкість енергосистеми до зовнішніх впливів, зокрема воєнних дій або обмежень у поставках ресурсів.

Війна також підкреслила важливість надійних енергетичних резервів та локалізованих джерел енергії, таких як відновлювальні джерела (сонячні та вітрові станції), які менш схильні до руйнувань порівняно з великими

об'єктами енергетичної інфраструктури. Однак ключовим залишається питання синхронізації цих джерел з енергосистемою, оскільки їхня генерація залежить від погодних умов.

Складнощі також виникають у зв'язку з порушеннями логістики постачання палива та сировини для традиційних енергетичних об'єктів. Це ще раз підтверджує необхідність впровадження інноваційних підходів у розвитку енергетичного сектору України, спрямованих на використання як місцевих ресурсів, так і міжнародного досвіду для підвищення енергонезалежності та стійкості.

Таким чином, війна стала не лише викликом, але й каталізатором змін, спрямованих на побудову більш адаптивної, екологічної та надійної енергетичної системи в Україні.

### **Актуальність теми**

Сучасна енергетика знаходиться в стані активних змін, зумовлених як технологічними інноваціями, так і нагальними екологічними та економічними викликами. Близько 88% енергії у світі все ще виробляється за рахунок викопного палива – нафти, газу та вугілля. Однак ці ресурси є вичерпними, їх видобуток і транспортування стають дедалі дорожчими, а спалювання супроводжується значними екологічними наслідками. Водночас глобальний попит на енергію невідпинно зростає, що змушує шукати стійкі рішення. Одним із найперспективніших напрямів є впровадження альтернативних палив, які дозволяють не лише знизити залежність від викопних ресурсів, а й вирішити низку екологічних проблем.

Україна, слідуючи європейському вектору розвитку, вже зробила значні кроки для стимулювання використання відновлюваних джерел енергії. У відповідності до Директиви №2009/28/ЄС «Про сприяння використанню енергії з відновлюваних джерел», країна зобов'язалася збільшити частку відновлюваної енергії у своєму енергетичному балансі до 11% ще до 2020 року. Крім того, Національний план скорочення викидів від великих

спалювальних установок [2] передбачає суттєве зниження концентрацій пилю, діоксиду сірки та оксидів азоту впродовж найближчого десятиліття. Це стимулює не лише виробництво екологічно чистих палив, а й розробку технологій їх ефективного використання. До 2050 року країни ЄС планують знизити викиди парникових газів на 80–95% порівняно з рівнем 1990 року, реалізуючи стратегію "декарбонізації" економіки. Україна також має орієнтуватися на ці пріоритети сталого розвитку, зокрема для зміцнення енергетичної безпеки [1563].

Серед головних екологічних проблем, спричинених спалюванням викопних палив, виділяють викиди парникових газів, які є ключовими чинниками глобального потепління. Зокрема, вуглекислий газ ( $\text{CO}_2$ ) утворюється внаслідок повного окислення вуглецю, тоді як оксиди азоту ( $\text{NO}_x$ ) утворюються за високих температур і тисків. Останні не лише сприяють зміні клімату, а й мають прямий шкідливий вплив на здоров'я людини та екосистеми. Додатково, викиди сірчистих сполук і твердих часток у повітря погіршують його якість, сприяючи виникненню смогу в урбанізованих зонах.

Фактори, які впливають на утворення цих викидів, тісно пов'язані з умовами процесу спалювання. Наприклад, термічні  $\text{NO}_x$  утворюються за дуже високих температур, коли азот атмосфери вступає в реакцію з киснем. У свою чергу, «паливні  $\text{NO}_x$ » залежать від хімічного складу самого палива та співвідношення первинного і вторинного повітря у пальникових пристроях. Для мінімізації цих викидів необхідно оптимізувати як склад паливної суміші, так і технологію її згоряння [4,5].

Одним із перспективних шляхів зменшення екологічного навантаження є використання альтернативних палив. Вони не лише зменшують залежність від викопних ресурсів, але й дозволяють суттєво знизити рівень викидів шкідливих речовин. Біогаз, наприклад, має значний потенціал як відновлювальне паливо. Він утворюється внаслідок анаеробного зброджування органічних відходів і містить переважно метан (40-75%) та вуглекислий газ (15-60%) [6]. Завдяки сучасним методам очищення, біогаз

можна використовувати як у промислових котлах, так і в когенераційних установках для виробництва електроенергії та тепла.

Біогаз не лише сприяє зменшенню обсягів відходів, але й створює нові можливості для розвитку енергетичної незалежності України. У порівнянні з традиційними викопними паливами, він має суттєво нижчий вуглецевий слід. Виробництво біогазу також відповідає стратегії замкненого циклу, де відходи одного процесу стають сировиною для іншого, що значно підвищує ефективність використання ресурсів [7,6].

У напрямі організації технічного горіння важливу роль відіграють пальникові пристрої, зокрема струменево-нішеві пальники, розроблені на базі КПІ ім. Ігоря Сікорського. Вони забезпечують оптимальні умови для ефективного згоряння палива з мінімальними викидами шкідливих речовин. Завдяки інноваційній конструкції, пальники КПІ дозволяють забезпечувати ефективне сумішеутворення, стабілізацію горіння та високу ефективність вигорання палива в широкому діапазоні робочих навантажень об'єкту, що є ключовим фактором для роботи з альтернативними паливами. Їх успішне промислове впровадження підтверджує високий потенціал цієї технології в умовах сучасної енергетики [8,9].

Проведене дослідження присвячене аналізу процесів спалювання біогазу саме на пальниках конструкції КПІ. Основними завданнями роботи є визначення раціональної конструкції пальника, режимів роботи для забезпечення максимальної енергоефективності та мінімізації викидів, зокрема оксидів азоту та СО при спалюванні біогазових палив. Результати дослідження сприятимуть інтеграції альтернативних технологій у національну енергосистему України та забезпечать вагомий внесок у покращення екологічної ситуації в країні.

**Мета роботи** – підвищення ефективності застосування біогазу в якості основного палива котельним устаткуванням при реалізації мікродифузійного горіння із використанням пальникових пристроїв струменево-нішевого типу. Обґрунтування раціональних геометричних та режимних параметрів роботи

пальників, з подальшою оцінкою можливості впровадження запропонованих технічних рішень на промисловому паливоспалювальному устаткуванні, у тому числі на водогрійних котлах жаротрубного типу.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

- аналіз особливостей процесу горіння низькокалорійних газових сумішей та обґрунтування вибору струменево-нішевої технології для спалювання модельного біогазу;
- експериментальне дослідження процесів аеродинаміки, сумішотворення та горіння в лабораторних умовах з ціллю визначення базових характеристик процесу горіння та подальшої верифікації розрахункових моделей;
- встановлення впливу конструктивних параметрів паливорозподілу та режимів подачі палива і окисника в пальниковому пристрої на стійкість горіння і повноту вигорання біогазу;
- розробка рекомендацій щодо адаптації геометрії пальникового пристрою та режимної карти, які забезпечать мінімізацію шкідливих викидів та надійність процесу горіння без відриву полум'я;
- чисельна оцінка ефективності застосування адаптованого пальникового пристрою на водогрійному котлі типу ВК-32 шляхом масштабування CFD-моделі, верифікованої за результатами лабораторних досліджень;
- порівняльний аналіз розрахункових показників роботи котла на біогазі з проектними характеристиками та розробка пропозицій для практичного впровадження.

**Об'єкт дослідження** – процеси аеродинамічної стабілізації та термохімічного перетворення біогазового палива в мікродифузійних пальникових пристроях струменево-нішевого типу.

**Предмет дослідження** – взаємозв'язок між конструктивними параметрами газового колектора пальникового пристрою СНТ, складом пальної суміші (вміст  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ) та показниками ефективності горіння, а також

можливі умови масштабування цих закономірностей для адаптації пальника до топкового простору водогрійних котлів жаротрубного типу з реверсним ходом продуктів згоряння.

### **Наукова новизна отриманих результатів**

1. Вперше отримано експериментальні дані та одержано узагальнюючі залежності щодо меж сталого горіння біогазового палива при організації дифузійно-кінетичного процесу спалювання, реалізованого в умовах струменево-нішевого стабілізатору полум'я. Визначено вплив вмісту баластного  $\text{CO}_2$  в метановмісному паливі в кількості 0-50% об., а також режимних та геометричних параметрів стабілізатору пальника.

2. Встановлено, що зниження реакційності біогазових сумішей, яке проявляється зі збільшенням вмісту  $\text{CO}_2$  в паливі ефективно компенсується збільшенням далекобійності паливних струменів у потік окисника і забезпечує глибину вигорання та сталість процесу горіння порівняні з природним газом. Для прямоочних пальникових систем вказані особливості характерні в області наближеній до «стехіометричних» паливних сумішей і не є дієвими в зоні «збідненого» горіння.

3. Визначено закономірності впливу баластування природного газу діоксидом вуглецю на емісію  $\text{NO}_x$  та  $\text{CO}$  при горінні біогазових паливних сумішей. Експериментально підтверджено ефект значного пригнічення генерації термічних оксидів азоту за рахунок баластування палива. Встановлено тенденцію до суттєвого збільшення вмісту  $\text{CO}$  в продуктах згоряння, яка особливо проявляється в області підвищених надлишків повітря ( $\alpha > 1,8$ ). Вказані особливості дозволили визначити раціональні умови, які забезпечують підвищення ефективності спалювання біогазового палива в топках котельних агрегатів.

4. Набула подальшого розвитку комплексна методика дослідження процесів горіння біогазового палива в умовах реального енергетичного об'єкту. Вона базується на раціональному поєднанні фізичного експерименту

та просторового CFD-модельовання з обґрунтованим використанням і валідацією спрощених макроскопічних моделей турбулентного горіння (зокрема Eddy Dissipation) з ціллю достовірного прогнозування параметрів робочого процесу промислових котлоагрегатів.

**Обґрунтованість і достовірність** отриманих наукових результатів підтверджується коректною постановкою завдань дослідження, сформульованих на основі ґрунтовного аналізу фахової літератури та узагальнення попереднього досвіду розробки струменево-нішевих пальників; раціональним плануванням фізичного експерименту на лабораторній установці, що забезпечило отримання репрезентативних даних у широкому діапазоні режимних та геометричних параметрів; верифікацією адаптованої CFD-моделі шляхом порівняння розрахункових полів з даними натурних вимірювань; узгодженістю отриманих якісних залежностей (щодо меж стабілізації полум'я, емісійних характеристик та аеродинаміки) з фундаментальними положеннями теорії горіння та результатами досліджень провідних вітчизняних і закордонних вчених, наведеними в огляді літератури; а також використанням сертифікованих засобів вимірювальної техніки та коректним застосуванням методів статистичної обробки даних з оцінкою похибок вимірювань.

### **Практичне значення отриманих результатів**

1. Запропоновано ефективний підхід щодо методики чисельного розрахунку струменево-нішевих пальників при роботі на низькокалорійних газах. Доведено, що використання спрощеної макрокінетичної моделі (Eddy Dissipation) є раціональним для даного типу пристроїв і дозволяє з достатньою для практики точністю прогнозувати теплотехнічні характеристики котла без залучення надмірних обчислювальних ресурсів.

2. Визначено експлуатаційні особливості перерозподілу теплообміну при переході на біогаз, які необхідно враховувати при модернізації пальникової системи котельного устаткування. Встановлено, що необхідне збільшення масової витрати забаластованого палива скорочує час перебування

газів у топці, що знижує частку радіаційної тепловіддачі та може підвищити температуру газів на виході. Виявлені закономірності є важливою інформаційною базою, яку необхідно враховувати при інженерній оцінці теплового стану та надійності роботи котлів на альтернативних паливах.

3. Обґрунтовано технічну можливість та визначено параметри переведення промислових жаротрубних котлів серії ВК-32 на спалювання біогазу. За допомогою методів обчислювальної гідродинаміки підтверджено, що застосування адаптованого струменево-нішевого пальника забезпечує стабільну роботу агрегату з теплотехнічними та екологічними показниками, наближеними до номінальних проектних значень.

4. Результати теоретичних та експериментальних досліджень, а також розроблені рекомендації щодо адаптації струменево-нішевих стабілізаторів полум'я для спалювання біогазу у водогрійних котлах жаротрубного типу, будуть використані ТОВ «НБК «СНТ» (м. Київ) при проектуванні промислового газопальникового устаткування.

**Особистий внесок здобувача.** Здобувачем проаналізовано наукову літературу щодо сучасних перспективних альтернативних видів палива, оцінено їх переваги та технологічні недоліки, на основі чого обґрунтовано вибір біогазу як пріоритетного об'єкта досліджень. Детально розглянуто специфіку та проблематику спалювання біогазових сумішей (зокрема, вплив баласту в складі метановодневих палив на стійкість процесу горіння та теплотехнічні характеристики пального газу), а також питання аеродинаміки струменево-нішевих стабілізаторів полум'я та сучасних методів чисельного моделювання (CFD). За участі автора проведено комплекс експериментальних досліджень в лабораторних умовах, спрямованих на вивчення впливу баласту ( $\text{CO}_2$ ) на межі аеродинамічної стабілізації, геометричні параметри факела та емісійні характеристики ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ) при спалюванні суміші природного газу з вуглекислим газом в умовах СНС. Автор приймав участь в обробці та аналізі отриманих експериментальних даних. Здобувачем виконано адаптацію та

верифікацію чисельної моделі горіння в середовищі ANSYS Fluent, обґрунтовано вибір кінетичного механізму реакцій. На основі розробленої методики особисто проведено чисельне моделювання роботи пального пристрою водогрійного котла ВК-32 на біогазі та підтверджено відповідність розрахункових параметрів типовій режимній карті агрегату.

Дисертаційна робота виконана на кафедрі теплової та альтернативної енергетики Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» під керівництвом к.т.н., доцента Сірого О.А.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати виконаних досліджень доповідалися на: XX-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», м. Київ, 2023 р.; XXI-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», м. Київ, 2024 р.; XXII-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології в тепловій енергетиці», м. Київ, 2025 р.

**Публікації.** За результатами виконаних досліджень опубліковано 7 наукових праць, з яких 4 – публікації у наукових фахових виданнях (зокрема одна робота індексується в міжнародній наукометричній базі Scopus), а також 3 тези доповідей у матеріалах міжнародних науково-практичних конференцій.

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ ОБ'ЄКТАМИ ЕНЕРГЕТИКИ ТА ПРОМИСЛОВОСТІ

#### 1.1 Загальні відомості

Сучасні дослідження добре висвітлюють використання відновлюваних та альтернативних видів палива. Однак важливо розуміти, що ці терміни не є взаємозамінними, оскільки не обов'язково стосуються одних і тих самих видів палива. Відновлювані палива використовують відновлювані ресурси для свого виробництва, включаючи біомаси та інші відновлювані джерела енергії. Альтернативні види палива, з іншого боку, визначаються як будь-яка альтернатива традиційним видам палива, які можна виробляти без обмежень щодо типу сировинного ресурсу, а значить вони можуть бути отримані як з відновлюваних, так і з викопних ресурсів.

Альтернативні види палива можуть відрізнятися за походженням та процесом виробництва. Однак, незалежно від цього, всі вони виробляються за допомогою «стійкої» та «чистої» процедури, без додаткових викидів вуглекислого газу ( $\text{CO}_2$ ). Синтез альтернативних видів палива відбувається за допомогою двох основних методів: пряма утилізація надлишків електроенергії та термохімічне перетворення сировини. Для першого з них останнім часом введено термін «ЕП», щоб чітко підкреслити шлях виробництва та використання електроенергії. ЕП - це вуглецево-нейтральне паливо, синтезоване з надлишку електроенергії відновлювальних енергетичних систем (ВЕС) у газовій або рідкій формі, причому вуглецева нейтральність досягається шляхом замикання циклу таким чином, що використаний  $\text{CO}_2$  вловлюється з вихлопних газів або безпосередньо з повітря. Крім того, електроліз, який є ключовою технологією для синтезу ЕП, може експлуатуватися в гнучкому режимі відповідно до виробництва відновлюваних джерел енергії, що підвищує загальну ефективність системи і водночас дозволяє підвищити рівень впровадження ВЕС. Другим шляхом

синтезу альтернативних видів палива є термохімічне перетворення сировини в корисні газоподібні або рідкі види палива. Ці процеси широко досліджуються в наш час, оскільки вони можуть перетворювати різні відходи або сировину в цінні альтернативні види палива або хімічні речовини [10].

ЕП - це вид синтетичного палива, що виробляється за допомогою електроенергії (часто відновлюваної енергії) для перетворення вуглекислого газу ( $\text{CO}_2$ ) в рідке або газоподібне паливо. Згідно [11,14] процес виробництва ЕП зазвичай включає наступні етапи ( див. рис. 1):

- Уловлювання вуглецю:  $\text{CO}_2$  вловлюється з атмосфери або з промислових джерел, таких як електростанції або цементні заводи та ін.
- Електроліз: Відновлювана електроенергія, така як сонячна або вітрова, використовується для розщеплення молекул води на водень ( $\text{H}_2$ ) і кисень ( $\text{O}_2$ ).
- Синтез: Уловлений  $\text{CO}_2$  поєднується з воднем, отриманим на етапі 2, за допомогою хімічної реакції з утворенням синтетичних вуглеводнів, таких як метанол, диметиловий ефір (ДМЕ) або метан.

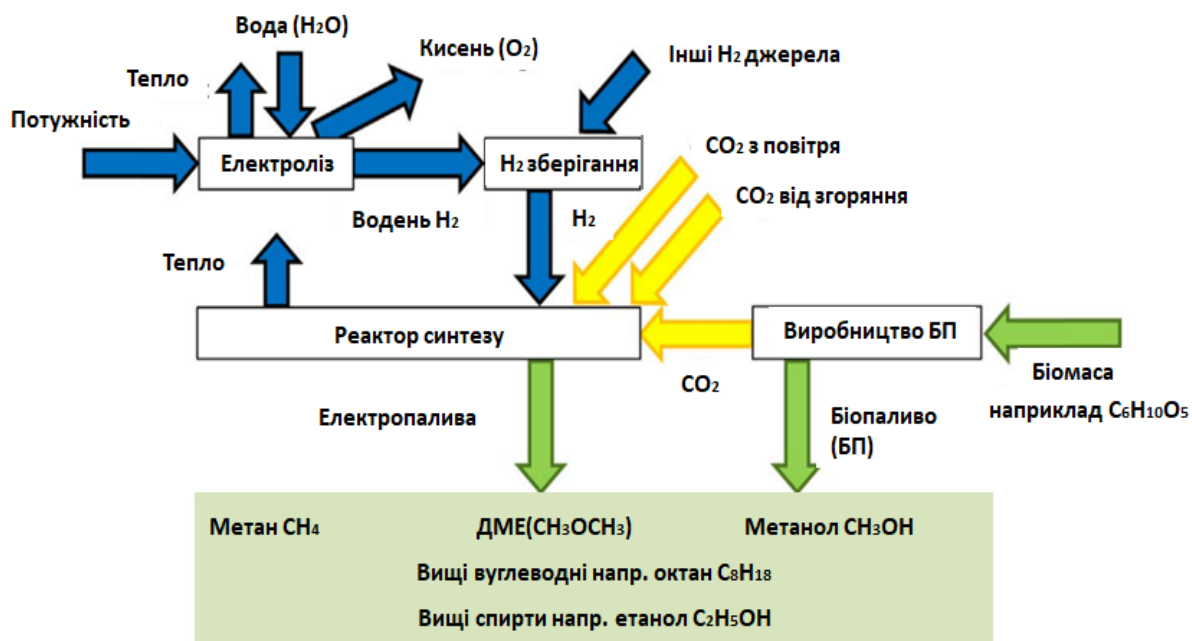


Рисунок 1.1 – Етапи процесу виробництва ЕП [11]

### 1.1.1 Різновиди ЕП

Нижче представлено основні ЕП та їх характерні особливості.

**Метанол ( $\text{CH}_3\text{OH}$ )** – це простий спирт прозора безбарвна легкозаймиста рідина з характерним запахом. Метанол є токсичною речовиною, яка може бути небезпечною для людського здоров'я. При вдиханні парів метанолу можуть виникнути головний біль, запаморочення, нудота, блювота та інші проблеми зі здоров'ям. При випадковому ковтанні метанолу може виникнути серйозне отруєння, що може призвести до смерті [11,12]. Токсичність, високий корозійний потенціал, і низька енергетична густина - є основними недоліками метанолу [10].

**Диметиловий ефір ( $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$ )** - є безбарвною газоподібною речовиною, горить видимим блакитним полум'ям і має солодкуватий запах, що є важливим питанням безпеки [11]. Транспортується у вигляді зрідженого газу під тиском парів. Контакт з рідиною може спричинити обмороження. Він легко займається. Його пари важчі за повітря. Будь-який витік може бути як рідиною, так і парою. Може викликати задуху через витіснення повітря. Має низьку інгалаційну токсичність. При тривалому впливі вогню або сильному нагріванні контейнери можуть зруйнуватися і вибухнути [13].

**Етанол ( $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ )** - це легкозаймиста хімічна речовина з групи спиртів. Він має безбарвну та легко текучу рідинну форму, що має характерний запах та гостринку на смак. Його пара в 1,6 рази важче повітря. Є токсичним, у великих дозах може нанести величезну шкоду організму як в рідкому так і газоподібному стані. Але оскільки етанол за звичайних умов - це рідина, то ймовірність отруєння ним не свідомо є дуже малою.

**Метан ( $\text{CH}_4$ )** - це найпростіша органічна сполука вуглецю з воднем безбарвний, без запаху та без смаку газ, який складається з одного атома вуглецю та чотирьох атомів водню. Можна стверджувати, що метан не є шкідливим для здоров'я людей та не має токсичної дії. Крім того, в порівнянні з нафтопродуктами, метан є менш пожежонебезпечним, що пояснюється тим,

що він має вищу температуру спалаху. Основні теплофізичні властивості наведених органічних сполук представлені в табл. 1.1

Таблиця 1.1 – Енергетичні характеристики основних палив [14,15]

| Властивості                                     | Диметилловий<br>ефір<br>(газоподібний) | Метанол<br>(рідина) | Етанол<br>(рідина) | Метан<br>(газ) |
|-------------------------------------------------|----------------------------------------|---------------------|--------------------|----------------|
| Нижча теплота згоряння, МДж/кг                  | 28,8                                   | 19,5                | 25,0               | 50,0           |
| Густина, кг/м <sup>3</sup>                      | 1,92                                   | 792                 | 789                | 0,657          |
| Температура спалаху, °С                         | -41                                    | 13                  | 13                 | - 187          |
| Температура самозаймання °С                     | 421                                    | 464                 | 365                | 537,8          |
| Стехіометричне масове відношення повітря/паливо | 9,0                                    | 6,5                 | 9,0                | 17,2           |
| Температура кипіння, °С                         | -25                                    | 65                  | 78                 | -162           |

Проаналізувавши [10-16] можна зробити наступні висновки щодо перспектив та недоліків впровадження ЕП.

Згідно [10 ,11,14,17] до перспектив можна віднести:

- скорочення викидів вуглецю: електричне паливо має потенціал для значного скорочення викидів вуглецю, особливо в галузях, де декарбонізація є складним завданням, таких як авіація та судноплавство. Використовуючи відновлювані джерела енергії для виробництва електричного палива, викиди можна значно скоротити порівняно з викопними видами палива;
- гнучкість та універсальність: ЕП можна використовувати в різних сферах, від транспорту до виробництва електроенергії та опалення. Це робить їх гнучким і універсальним джерелом енергії, яке можна адаптувати для задоволення різних енергетичних потреб і моделей попиту;

- зберігання енергії: ЕП можна зберігати протягом тривалого часу, що робить його привабливим варіантом для зберігання відновлюваної енергії та вирішення проблеми перебоїв у постачанні. Це може допомогти підвищити надійність і стабільність енергосистеми;

- потенціал для циркулярної економіки: електричне паливо можна виробляти з уловленого вуглекислого газу, який може надходити з промислових процесів або безпосередньо з атмосфери. Це створює потенціал для циркулярної економіки, де викиди вуглецю уловлюються і повторно використовуються для виробництва нових видів палива;

- менше забруднення повітря: електричне паливо виробляє менше забруднюючих речовин, ніж традиційне викопне паливо, що може покращити якість повітря та зменшити негативний вплив на здоров'я, пов'язаний із забрудненням повітря.

Основні недоліки: [10,16]:

- вища вартість: ЕП дорожче за інші види палива, а його виробництво є енергоємним. Це означає, що вони не є економічно ефективним варіантом для більшості випадків як мінімум у глобальному транспортному секторі;

- викиди вуглецю: ЕП виділяє вуглець при використанні, що стає дорогим, коли бюджет на викиди вуглецю обмежений. Тому, якщо є можливість зберігати вуглець, економічно вигідніше вилучити вуглець із системи і зберігати його, ніж повторно використовувати для виробництва ЕП;

- обмежений потенціал: ЕП не може задовольнити загальний попит на синтетичне паливо. У більшості випадків економічно ефективний потенціал біопалива є вищим, ніж у ЕП;

- невизначеність в інфраструктурі розподілу водню: витрати на інфраструктуру розподілу водню та зберігання водню насамперед в транспортних засобах є невизначеними і можуть бути недооцінені або переоцінені в моделі. Навіть у тих випадках, коли водень є економічно ефективним, потенціал ЕП все ще дуже низький.

Таким чином, даний вид синтетичного палива може розглядатися як одиничний варіант заміщення традиційного палива і навряд чи у перспективі буде основним джерелом енергії для потреб виробництва.

### **1.1.2 Різновиди палива термохімічного перетворення (ТХП)**

#### **1.1.2.1 Водень**

Приблизно 40%–45% виробництва водню здійснюється за допомогою парогазової конверсії (в якості газу найчастіше використовують метан), близько однієї третини – шляхом нафтової конверсії, одна п'ята – шляхом вугільної конверсії, і приблизно 4% – за допомогою електролізу води [17].

Парова конверсія метану виробничим процесом, у якому високотемпературна пара ( $700^{\circ}\text{C}$ – $1000^{\circ}\text{C}$ ) використовується для отримання водню з метану, наприклад, природного газу. Метан вступає в реакцію з водяною парою під тиском 3–25 бар у присутності каталізатора, утворюючи водень, монооксид вуглецю та невелику кількість діоксиду вуглецю. Цей процес є ендотермічним, тобто потребує постійного постачання тепла для його протікання [18].

Ефективність цього методу становить 74–85%. Окрім метану, парова конверсія може бути використана для отримання водню з інших палив. Цей метод залишається найдешевшим способом виробництва водню, але його суттєвим недоліком є значні викиди  $\text{CO}_2$  [17,18].

Автотермічне реформування (Autothermal Reforming, ATR) – це технологія отримання водню, яка поєднує елементи парового реформування метану (SMR) і часткового окиснення ( $\text{PO}_x$ ). У цьому процесі метан (або інші вуглеводні) вступає в реакцію з водяною парою та киснем у спеціальній реакційній камері.

Основна перевага ATR полягає в тому, що часткове окиснення забезпечує тепло для парової конверсії, тому система є автотермічною – вона самостійно підтримує необхідну температуру реакції без додаткового зовнішнього нагрівання [20].

Водень вважається найчистішим джерелом енергії з високою енергетичною щільністю (120,7 МДж/кг за нормальних умов н.у.) і використовується в промисловості, зокрема, 50% світового водню застосовується для виробництва аміаку. Ефективне зберігання вимагає зрідження при  $-253^{\circ}\text{C}$  (з втратою енергії близько 40%) або стиснення до 700 бар (з втратою близько 10%), а висока горючість потребує ретельних заходів безпеки [21,22,23].

Водень має багато способів виробництва. Однак більшість із них мають обмеження, пов'язані з високою собівартістю або енергозатратністю, або високим викидом  $\text{CO}_2$  [21]. Для переходу на водневу енергетику необхідно зменшити витрати на виробництво, зробити ці системи економічно вигідними та стійкими .

#### **1.1.2.2 Амоніак**

Амоніак є перспективним джерелом зберігання та використання енергії завдяки його високій енергетичній щільності (22,5 МДж/кг) і можливості синтезу без викидів парникових газів із відновлюваних джерел, таких як вітер і сонце. Його зберігання є економічно вигідним: протягом 182 днів це коштує 0,54 \$/кг порівняно з 14,95 \$/кг для чистого водню. Амоніак можна легко зріджувати при стисканні до 0,8 МПа за кімнатної температури, що спрощує транспортування. Для його зберігання і розподілу вже існує розвинена інфраструктура – щорічно виробляється близько 180 мільйонів тонн [24].

Однак для досягнення "зеленого переходу" в енергетиці має сенс виробництво аміаку тільки за допомогою відновлюваних джерел енергії. Традиційне виробництво аміаку базується на технологіях, які залежать від викопного газу, таких як парове риформування метану (SMR) або автотермічне риформування (ATR). Ці процеси супроводжуються значними викидами вуглекислого газу: 1,8 тонн  $\text{CO}_2$  на тонну аміаку для SMR і 1,6 тонн  $\text{CO}_2$  на тонну для ATR. Це робить виробництво аміаку з природного газу невідповідним для екологічних цілей [25].

Для "зеленого" аміаку використовується інша технологія: водень отримується шляхом електролізу води, використовуючи енергію сонця, вітру або води, а азот – шляхом розділення повітря. Хоча ці процеси дозволяють уникнути викидів CO<sub>2</sub>, вони є дуже енергоємними та дорогими. Наприклад, виробництво тони "зеленого" аміаку коштує на 200-300% дорожче, ніж аміаку, отриманого традиційними методами. У перспективі зниження вартості відновлюваної енергії може скоротити цю різницю до 50-150%, але це потребує значного часу і додаткових інвестицій [26].

Хоча "зелений" аміак має великий потенціал, його широке впровадження потребує розв'язання проблем високої собівартості, недостатньої кількості доступної відновлюваної енергії та значних інвестицій. Без цих зрушень використання аміаку як енергетичного джерела залишатиметься локальним і обмеженим у масштабах.

### **1.1.2.3 Синтез-газ**

Газифікація – це технологія перетворення, яка перетворює будь-який матеріал, що містить вуглець, наприклад, вугілля, на синтез-газ, як показано на рис. 2. Вуглець реагує з водою у вигляді пари та кисню за відносно високого тиску, зазвичай понад 30 бар, та за температур, що досягають 1500 К. В результаті утворюється сирий синтез-газ або синтез-газ (syngas), суміш, яка складається переважно з оксиду вуглецю та водню, а також деяких побічних продуктів.

Побічні продукти видаляються для отримання чистого синтез-газу, який можна використовувати як паливо для виробництва електроенергії чи пари, як базовий хімічний будівельний блок для численних застосувань у нафтохімічній та нафтопереробній промисловості, а також для виробництва водню. Газифікація додає цінність низько-або-негативно цінним вихідним матеріалам, перетворюючи їх на ринкове паливо та продукти [27,28].

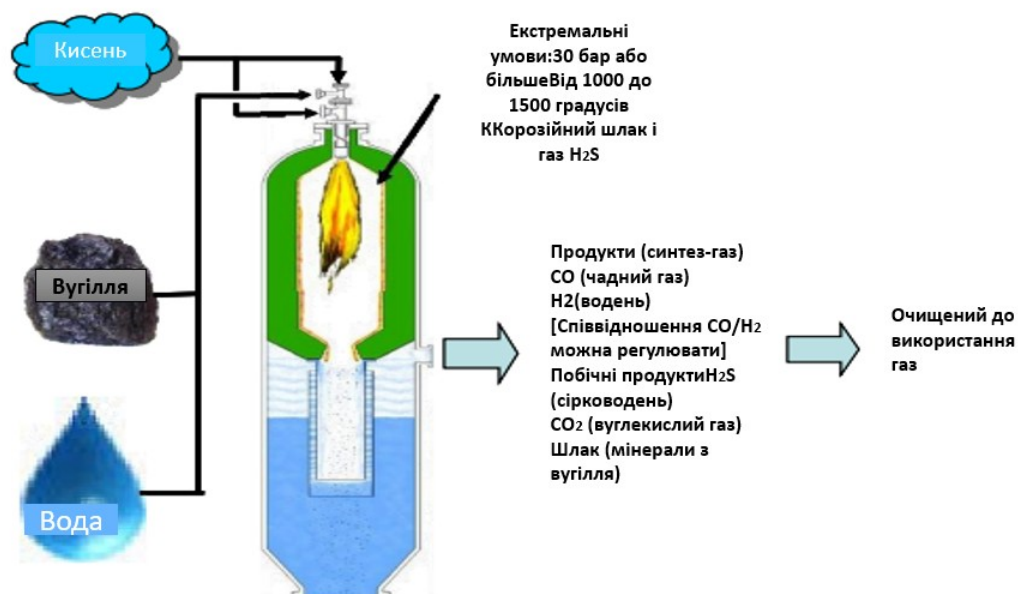


Рисунок 1.2 – Етапи процесу виробництва синтез-газу [27]

Попри всі плюси газифікація має суттєві недоліки. Серед них низька калорійність отриманого газу, висока вартість виробництва та очищення, а також викиди  $\text{CO}_2$ , що суперечить цілям безвуглецевої енергетики. Згідно [27] важко зробити однозначні висновки про екологічний вплив газифікації, яка, хоч і знижує негативні екологічні впливи, проте не завжди є найкращим варіантом. Крім того, газифікація не вирішує проблему вичерпності викопних ресурсів, оскільки здебільшого залежить від їх використання, і потребує значних інновацій для забезпечення стійкості та екологічності.

#### 1.1.2.4 Біогаз

Анаеробне бродіння є альтернативною та ефективною технологією, яка поєднує виробництво біопалива та стійке управління відходами. Біогаз – це суміш, що складається з двох третин метану ( $\text{CH}_4$ ) і решти, переважно, діоксиду вуглецю ( $\text{CO}_2$ ) з домішками сірководню. Відпрацьована суспензія після виробництва біогазу може бути збагачена для використання як добриво для сільськогосподарських культур, що сприятиме стійкому виробництву біомаси у світі.

Потенціал України у розвитку виробництва біогазу є величезним. Відмінну сировинну базу для цього створюють відходи добре розвинутого

сільського господарства нашої країни. Біогаз має широкий спектр можливих форм використання (опалення, електрика та паливо). Одним з яких є його використання в сучасних технологіях спалювання як домішки до основного палива, з метою часткового заміщення традиційного палива [30].

Основні ресурси сільськогосподарської біомаси зосереджені в центральних, південних і південно-східних областях, де аграрне виробництво є найбільш результативним. Найперспективнішими регіонами для розвитку біогазових установок визначено Київщину, Вінниччину, Полтавщину та Черкащину, висока концентрація біомаси в цих регіонах створює оптимальні передумови для запровадження технологій її переробки.

На обсяги щорічно створюваних рослинних відходів впливають такі фактори, як площа засіяних земель, врожайність культур і загальна кількість зібраного врожаю. У світі вже функціонує понад 30 мільйонів установок для виробництва біогазу в більш ніж 65 країнах. У Європі їх кількість перевищує 12 тисяч, у США працює понад 10 великих заводів із переробки біомаси, а в Данії діють 18 підприємств, які щороку обробляють 1,2 мільйона тонн біомаси. Німеччина посідає провідне місце за кількістю таких установок – їх там понад 5 тисяч. У Західній Європі завдяки біогазовим технологіям близько 20% енергетичних потреб промисловості покриваються альтернативними джерелами палива [31].

Україна має значний потенціал для щорічного виробництва 21,8 мільярда кубометрів біогазу або біометану, враховуючи наявну сировинну базу. Така інформація міститься у звіті "Співпраця України та ЄС в біометановому секторі: перспективи та перешкоди", опублікованому аналітиками DiXi Group[32]

Хоча розвиток цієї галузі перебуває на початковій стадії, виконання Україною зобов'язань в межах Енергетичного співтовариства та реалізація Угоди про асоціацію з ЄС сприяють створенню передумов для активнішого використання відновлюваних джерел енергії, включно з біогазом.

Запровадження біогазових технологій дозволить ефективно вирішувати екологічні питання, включно з утилізацією сільськогосподарських залишків. Також це позитивно вплине на родючість ґрунтів, стимулюватиме економічний розвиток у регіонах і допоможе зменшити залежність від традиційних джерел енергії [31,32].

Згідно з [33], пряме використання біогазу у комбінованих теплоелектростанціях демонструє найвищу енергоефективність. Цей підхід дозволяє досягти енергоефективності до 90% завдяки одночасному виробництву електроенергії та корисного тепла. Такий високий рівень утилізації енергії біогазу мінімізує втрати і зменшує викиди парникових газів, що відповідає принципам сталого розвитку. Це робить актуальним вирішення задач, пов'язаних із підвищенням ефективності процесів спалювання біогазу, таких як оптимізація горіння, вдосконалення обладнання і зменшення побічних втрат енергії. Впровадження таких рішень сприятиме більш раціональному використанню відновлюваних джерел енергії та досягненню екологічних цілей.

## **1.2 Характеристики біогазу як палива**

Біогаз в основному складається з метану та діоксиду вуглецю ( $\text{CO}_2$ ) з деякими домішками. Його склад, однак, змінюється залежно від методу бродіння, часу утримання в бродильнику та типу біомаси. Загалом, відсоток метану (за об'ємом) у складі біогазу може варіюватися від 45% (приблизно 55%  $\text{CO}_2$ ) до 80% (приблизно 20%  $\text{CO}_2$ ) та інших газів в набагато меншому відсотковому співвідношенні (в основному  $\text{H}_2\text{S}$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{H}_2$  – до 3% разом). Однак типовий склад біогазу це до 70% метану і до 40%  $\text{CO}_2$  за об'ємом. Біогаз в порівнянні з іншими альтернативними паливами має відносно високу теплоту згорання, до 25 МДж/м<sup>3</sup> [30].

Таблиця 1.2 – Склад біогазу [33, 6]

| Складова частина | Формула          | Концентрація (об'ємна) |           |
|------------------|------------------|------------------------|-----------|
| Метан            | CH <sub>4</sub>  | 40–75%                 | Горючий   |
| Діоксид вуглецю  | CO <sub>2</sub>  | 15–60%                 | Негорючий |
| Волога           | H <sub>2</sub> O | 1–5%                   | Негорючий |
| Нітроген         | N <sub>2</sub>   | 0–5%                   | Негорючий |
| Водень           | H <sub>2</sub>   | Сліди                  | Горючий   |
| Сірководень      | H <sub>2</sub> S | 0–5000 ppm             | Горючий   |
| Кисень           | O <sub>2</sub>   | < 2%                   | Негорючий |
| Сліди газів      | —                | < 2%                   |           |
| Аміак            | NH <sub>3</sub>  | 0–500 ppm              | Горючий   |

Оскільки природний газ має типову нижчу теплоту згорання близько 35 МДж/м<sup>3</sup>, а біогаз до 25 МДж/м<sup>3</sup>. Це означає, що для досягнення однакової теплової потужності палиник повинен подавати мінімум на 57% більше біогазу за об'ємом. Це збільшення витрати повертає нас до основного питання - сталості горіння, пов'язаної з баластуванням.

Варто зазначити, що значна кількість діоксиду вуглецю (CO<sub>2</sub>) в біогазі впливає на його густину, теплотворну здатність та нормальну швидкість поширення полум'я (у біогазу 15–25 см/с, у природного газу 38 см/с) [34,35,36]. Чим нижча нормальна швидкість розповсюдження полум'я тим більшу увагу потрібно звертати на стабілізацію факелу щоб уникнути його зриву [37].

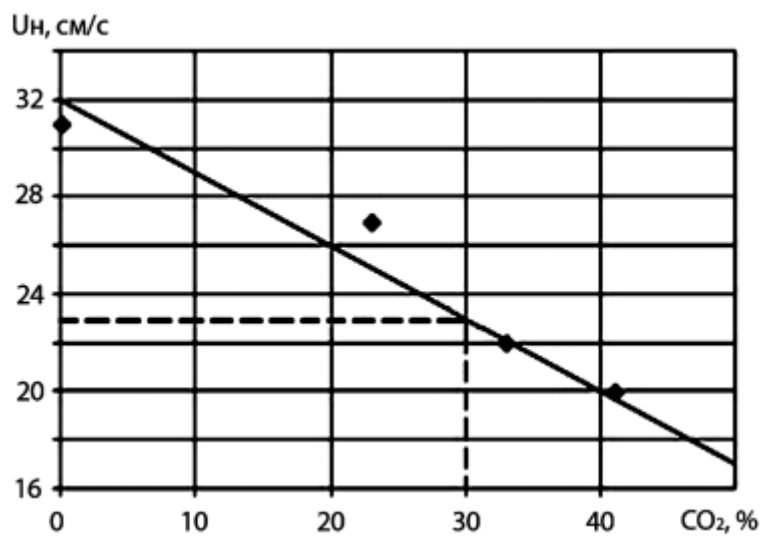


Рисунок 1.3 – Швидкість розповсюдження полум'я біогазу в залежності від вмісту CO<sub>2</sub> [38]

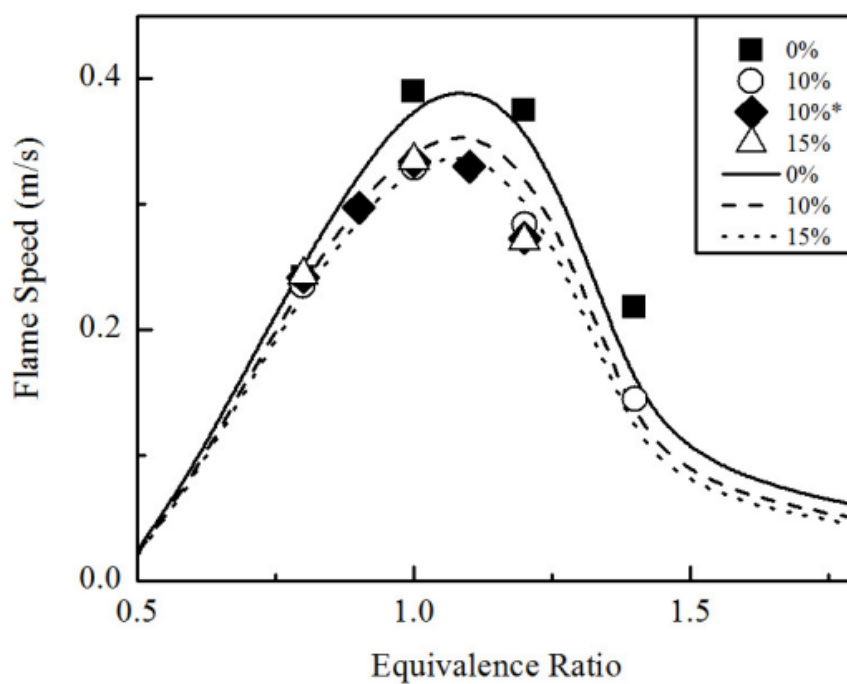


Рисунок 1.4 – Вплив розведення CO<sub>2</sub> на профіль швидкості горіння метаноповітряної суміші при тиску 0,1 МПа і 298 кПа. Символи представляють експериментальні дані, отримані в роботі [38], за винятком позначення \*, яке взято з роботи Захеді і Юсефі (2014) [40]; лінії позначають результати моделювання [38]

На рис. 1.5 приведено вплив розведення  $\text{CO}_2$  на нормальну швидкість горіння метано-повітряної суміші. Показано, що збільшення концентрації  $\text{CO}_2$  призводить до зниження нормальної швидкості горіння метано-повітряної суміші [38].

Також зміна щільності газу спричиняє зміну витрати пального, який проходить через отвори пальника, що призводить до зміни швидкості витікання газу через сопла та отвори пальників. Це також змінює аеродинамічні умови змішування газу з дуттьовим повітрям та впливає на повноту згорання та теплову потужність пальника. При цьому додавання  $\text{CO}_2$  знижує температуру продуктів згорання, що сприяє зменшенню викидів  $\text{NO}_x$ [30,41].

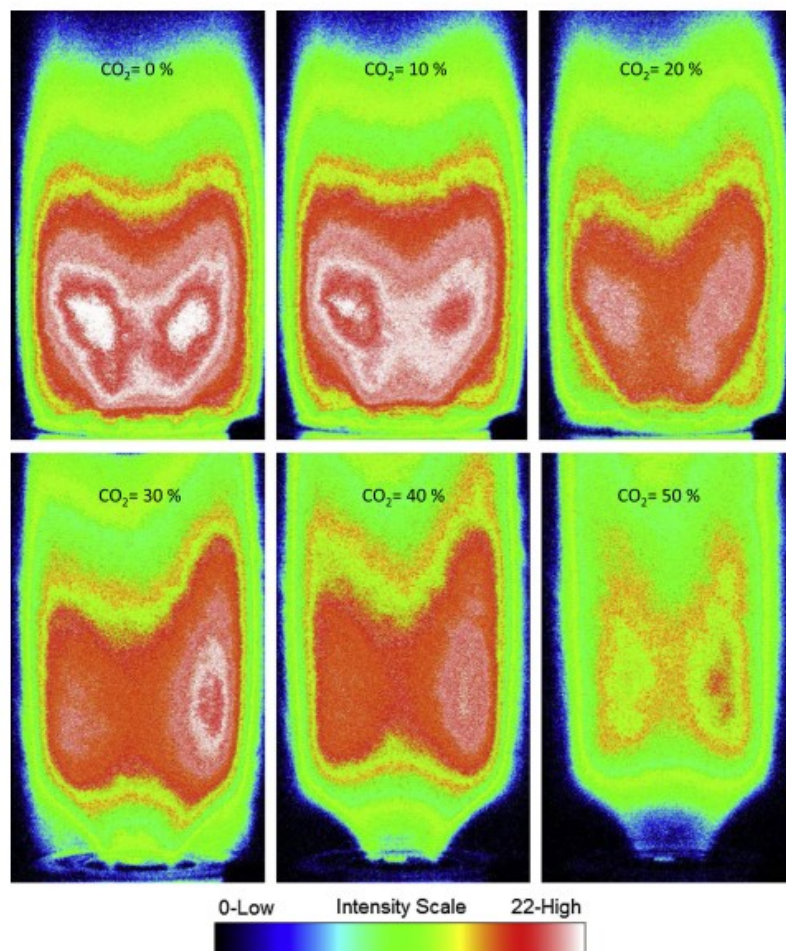


Рисунок 1.5 – Зображення інтенсивності хемілюмінесценції CH за різних концентрацій  $\text{CO}_2$  у повітрі для горіння при фіксованому коефіцієнті збагачення суміші  $\phi=0.70$  [7]

На рис. 1.5 показані зображення інтенсивності в псевдокольорах, зняті за допомогою фільтра  $\text{CH}^*$ , встановленого на камері. Зображення були зроблені при фіксованому коефіцієнті збагачення суміші  $\phi=0.70$  для різних концентрацій  $\text{CO}_2$  змішаного з метаном, який варіював від 0% до 50% за об'ємом. Як видно на зображеннях, інтенсивність випромінювання слабшає із збільшенням вмісту  $\text{CO}_2$  у суміші, охоплюючи діапазон від нестабільного горіння (поведінка в межах циклу) до наближення до умов згасання полум'я-бідного зриву (lean blowout). Крім того, спостерігається, що полум'я стає слабшим із додаванням  $\text{CO}_2$ , реакції уповільнюються, і полум'я розтягується далі вгору в димову трубу [7].

Нижче приведені результати досліджень впливу додавання розбавлювача  $\text{CO}_2$  до метану  $\text{CH}_4$ , зокрема його температурного ефекту. Відсотковий склад компонентів суміші представлено за об'ємною часткою (рис. 1.6).

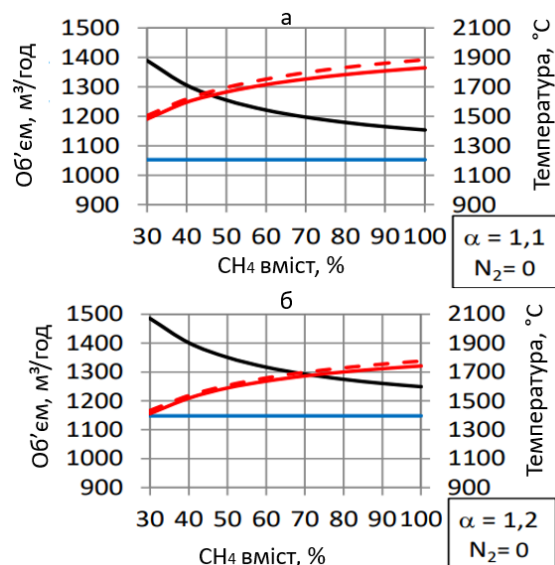


Рисунок 1.6. - Об'єми газів, необхідні для отримання теплової потужності 1 МВт, та температура горіння під час спалювання біогазу змінного складу (— витрата повітря для горіння,  $\text{м}^3/\text{год}$ ; — об'єм продуктів горіння,  $\text{м}^3$ ; — адіабатична температура горіння,  $^{\circ}\text{C}$ ; - - - теоретична температура горіння,  $^{\circ}\text{C}$ ) [42]

Результати розрахунків, наведені на Рисунку 6, містять аналіз процесу спалювання біогазу за різних умов. У цьому аналізі передбачається, що в складі біогазу немає азоту ( $N_2$ ), а його склад визначається співвідношенням  $CO_2=100\%-CH_4$ . Тобто зміна складу біогазу розглядається через варіацію співвідношення метану ( $CH_4$ ) та вуглекислого газу ( $CO_2$ ) [38].

На рис. 7а та 7б показано адіабатичну температуру полум'я за тиску 1 та 5 бар при різних еквівалентних співвідношеннях та коефіцієнтах розведення  $CO_2$ . Вищий коефіцієнт розведення  $CO_2$  призводить до зменшення  $T_{ad}$ , що корелюється з іншими літературними даними приведеними в цьому розділі.

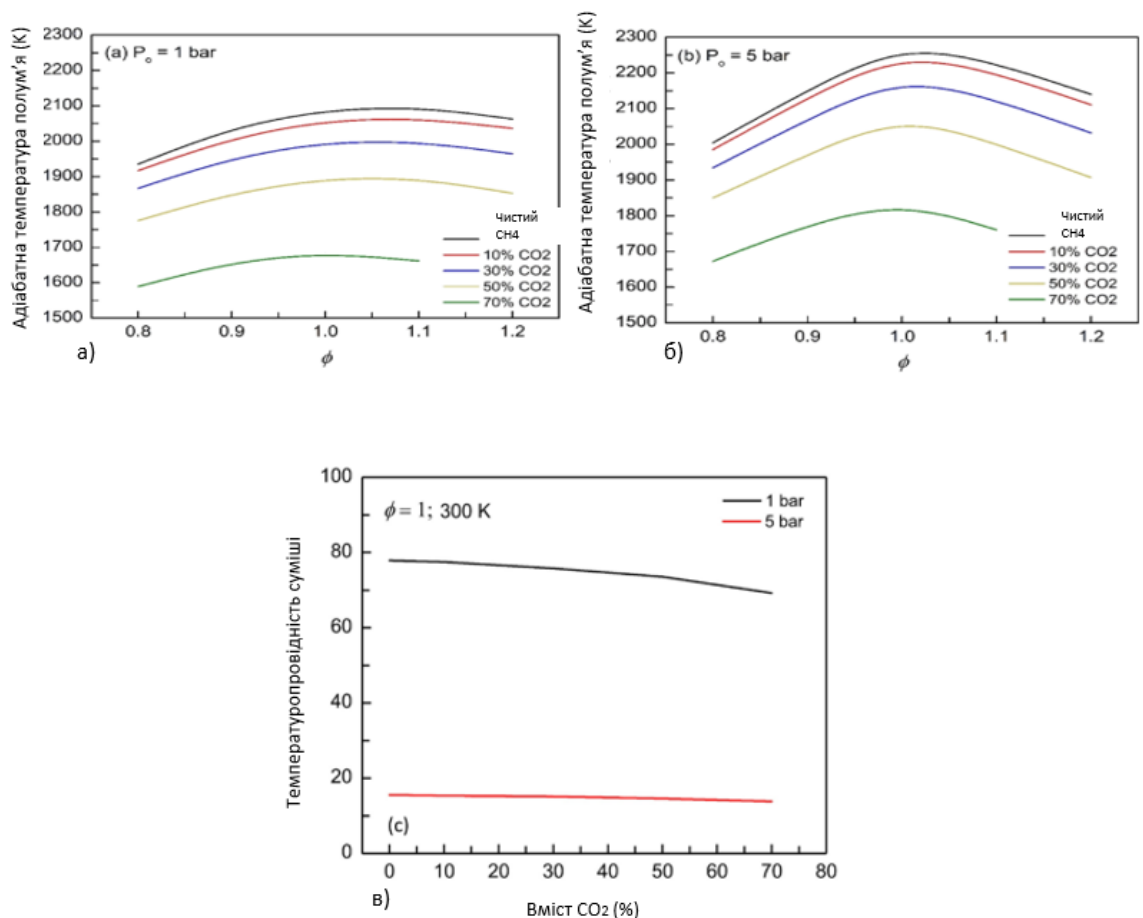


Рисунок 1.7 – Адіабатична температура полум'я для метано-повітряних сумішей за умов: (а)  $P_o=1$  бар, (б)  $P_o=5$  бар, при різних коефіцієнтах збагачення суміші та баластуванні  $CO_2$ ; (в) теплова дифузійність суміші при  $\Phi=1$  залежно від коефіцієнта розведення  $CO_2$  за тисків 1 і 5 бар [43]

Графік на рис. 1.6, в демонструє залежність температуропровідності (теплової дифузивності – швидкість прогрівання суміші) стехіометричної метано-повітряної суміші від рівня її розведення вуглекислим газом за умов різного початкового тиску. Спостерігається чітка тенденція до зниження показника температуропровідності зі збільшенням концентрації  $\text{CO}_2$ , що зумовлено високою теплоємністю діоксиду вуглецю, який уповільнює швидкість поширення тепла в середовищі. При цьому підвищення тиску з 1 до 5 бар призводить до різкого (майже п'ятикратного) зменшення значень температуропровідності через значне зростання густини паливної суміші.

Варто зауважити, що за умов підвищеного тиску (5 бар) графік демонструє значно меншу чутливість до хімічного складу суміші, про що свідчить майже горизонтальний характер кривої порівняно з умовами атмосферного тиску. Таке зниження здатності суміші до теплопередачі при додаванні  $\text{CO}_2$  та зростанні тиску є ключовим фактором, що пояснює зменшення ламінарної швидкості горіння біогазу та потребує врахування при проектуванні пальників.

В таблиці 3 приведенні основні розрахункові характеристики біогазу згідно [44].

Таблиця 1.3 Характеристики стійкого горіння біогазу.

| Показник     | 0%   | 20%  | 30%  | 40%  | 50%  | 60%  |
|--------------|------|------|------|------|------|------|
| $U_n$ , см/с | 38,0 | 28,3 | 23,7 | 19,2 | 14,6 | 10,1 |
| $T_d$ , °C   | 1221 | 1164 | 1145 | 1131 | 1120 | 1112 |
| $L_v$ , %    | 15   | 16   | 17   | 18   | 22   | 22,4 |
| $L_n$ , %    | 5    | 6,5  | 7,2  | 8    | 11   | 14   |
| $L_v/L_n$    | 3    | 2,4  | 2,3  | 2,25 | 2    | 1,73 |

\*  $U_n$  – нормальна швидкість розповсюдження полум'я;  $T_d$  – температура полум'я біогазу;  $L_v$  – об'ємна концентраційна межа запалювання біогазу

верхня;  $L_H$  – об’ємна концентраційна межа запалювання біогазу нижня;  $L_V/L_H$  – відношення концентраційних меж запалювання біогазу.

Отже використання біогазу як палива вимагає особливої уваги до стабілізації полум’я та конструкції пальників для запобігання зриву факелу, оскільки значний вміст  $CO_2$  знижує нормальну швидкість горіння та адіабатичну температуру. Це уповільнює реакції, зменшує теплову ефективність і підвищує ризик згасання полум’я. З іншого боку, зниження температури продуктів згоряння сприяє зменшенню викидів  $NO_x$ , що є вагомим екологічним перевагою.

При адаптації пальника для біогазу потрібно враховувати зміну витрати палива, вплив  $CO_2$  на теплоту згоряння, густину газу та аеродинамічні умови змішування. Також необхідно забезпечити стабільність полум’я навіть при змінному складі біогазу, де частка метану може коливатися від 45% до 70%. Хоча біогаз має нижчу теплотворну здатність, його екологічність та відносна доступність роблять його перспективним паливом. Однак ефективне використання потребує технічної адаптації щодо забезпечення сталості процесу, глибини вигорання та досягнення максимальної енергоефективності.

### 1.3 Екологічні характеристики

Як уже зазначалося, додавання  $CO_2$  до біогазу знижує температуру продуктів згоряння, що сприяє зменшенню викидів оксидів азоту ( $NO_x$ ) [44,45]. Водночас більш низька адіабатна температура згоряння біогазу призводить до збільшення утворення чадного газу ( $CO$ ), оскільки реакції окислення стають менш інтенсивними [46-48]. Крім того, викиди  $CO_2$  в атмосферу також зростають через значний вміст цього газу в складі біогазу. Таким чином, спалювання біогазу має як екологічні переваги у зниженні  $NO_x$ , так і виклики, пов’язані з підвищенням викидів  $CO$  та  $CO_2$  [48].

Як зазначено в [50], результати вимірювань викидів  $CO_2$  не є несподіваними. У деяких випадках рівень викидів може збільшуватися до 100% у порівнянні з використанням чистого природного газу. Попри те, що це

може здаватися негативним явищем, варто врахувати, що біогаз виробляється з матеріалів, які впродовж свого життєвого циклу поглинають  $\text{CO}_2$ . Таким чином, у глобальному масштабі не відбувається чистого зростання викидів  $\text{CO}_2$ .

Слід підкреслити, що біогаз є відновлюваним джерелом енергії, яке допомагає знижувати залежність від викопного палива. Його використання також сприяє зменшенню кількості органічних відходів на звалищах, що, своєю чергою, знижує викиди метану – газу з набагато сильнішим парниковим ефектом, ніж  $\text{CO}_2$ .

Згідно з дослідженням Університету Мічигану, де вплив додавання  $\text{CO}_2$  на плоске дифузійне полум'я метану вивчали на пальнику із зустрічними потоками палива та окислювача. Було досліджено структуру полум'я, що включає основні реагенти ( $\text{CH}_4$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}$  і  $\text{CO}_2$ ), активні частинки ( $\text{CH}_3$ ,  $\text{CH}$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{OH}$  і  $\text{O}$ ) та оксиди азоту ( $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$  і  $\text{N}_2\text{O}$ ).

Встановлено, що  $\text{CO}_2$  термічно знижує пікові концентрації  $\text{O}$  та  $\text{OH}$  через зменшення температури полум'я ( $T_b$ ), а також хімічно впливає на концентрацію атомів водню. Як наслідок, при об'ємному вмісті  $\text{CO}_2 = 0,4$  (модельний біогаз), викиди  $\text{NO}_x$  знижуються до  $38 \text{ млн}^{-1}$  порівняно з  $52 \text{ млн}^{-1}$  для чистого метану [49].

Згідно з [44] в Україні розроблені спеціальні подові пальники МПІГ-ЗБ рис.1.8 (витрата біогазу  $318 \text{ м}^3/\text{год}$ ) для спалювання біогазу в котлах. Два такі пальники встановлено в котлі ДКВР-6,5/13 на Бортницькій станції аерації «Київводоканалу». Вони успішно працюють понад 11 років, забезпечуючи зменшення викидів оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) вдвічі порівняно зі спалюванням природного газу.

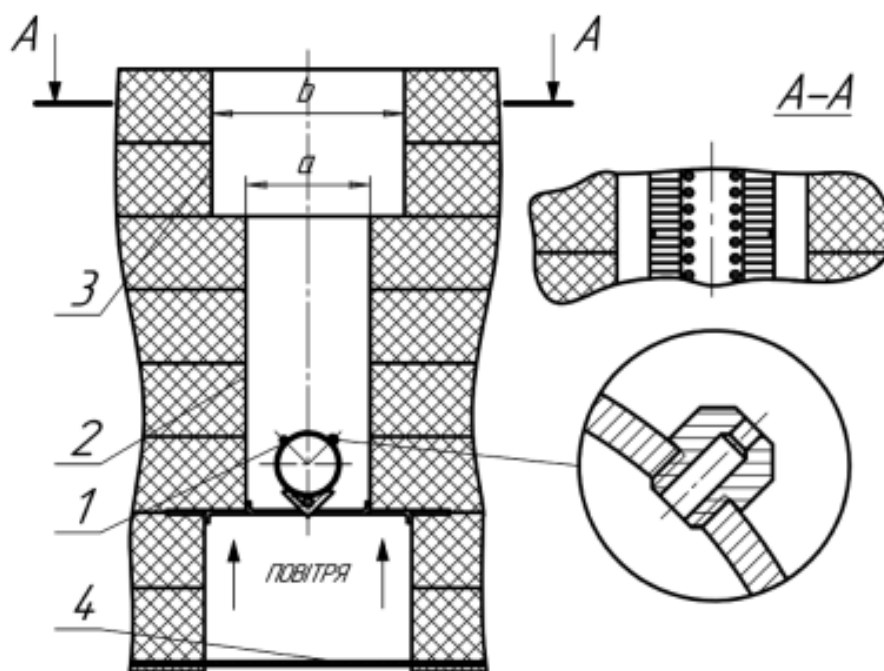


Рисунок 1.8 - Принципова схема щілинного подового пальника МПІГ-3: 1 - колектор пальника з профільованими соплами; 2 - щілина з вогнетривкої цегли; 3 - канал раптового розширення; 4 – підпальниковий лист для вирівнювання епюри повітря [50]

Пальники забезпечують роботу котла при навантаженні від 44 до 100% номінальної потужності (витрата біогазу 426–954 м<sup>3</sup>/год). Максимальна концентрація в продуктах згоряння: CO – 46–50 мг/м<sup>3</sup>, NO<sub>x</sub> – 42–54 мг/м<sup>3</sup>. Економія природного газу на одному котлі становить 2–3 млн м<sup>3</sup> на рік.

Як зазначалося раніше, додавання CO<sub>2</sub> до метану знижує адіабатичну температуру згоряння біогазу, що призводить до зменшення утворення NO<sub>x</sub>. Однак це супроводжується зростанням викидів CO в атмосферу, що свідчить про збільшення кількості недопаленого палива. Таким чином, зниження температури сприяє екологічним перевагам у зменшенні оксидів азоту, але водночас підвищує ризики утворення чадного газу.

У дослідженні [51] використовували атмосферний пальник із завихренням (swirl-stabilized dump combustor) для спалювання метану (CH<sub>4</sub>) з

додаванням  $\text{CO}_2$  у повітря. Умови експерименту включали атмосферний тиск, зміну співвідношення компонентів у суміші та аналіз параметрів горіння.

На рис. 1.9 представлені дані про викиди  $\text{CO}$  для різних конфігурацій подачі (а - горіння без попереднього змішування; б – горіння де повітря і  $\text{CO}_2$  попередньо змішане; с – горіння відбувається з повністю попереднім змішуванням суміші Метан/повітря/ $\text{CO}_2$ ). Основна особливість полягає в тому, що при фіксованому еквівалентному співвідношенні  $\Phi$  (співвідношення між паливом і повітрям в суміші), та зі збільшенням вмісту  $\text{CO}_2$  у суміші викиди  $\text{CO}$  різко зростають. Друга, менш очевидна тенденція, найяскравіше спостерігається в конфігурації А для суміші  $\text{CH}_4/\text{CO}_2$ : при низькому еквівалентному співвідношенні ( $\Phi = 0,60$ ) концентрація  $\text{CO}$  зменшується при  $\Phi = 0,70$ , а потім починає знову зростати при більш високих еквівалентних співвідношеннях ( $\Phi > 0,75$ ).

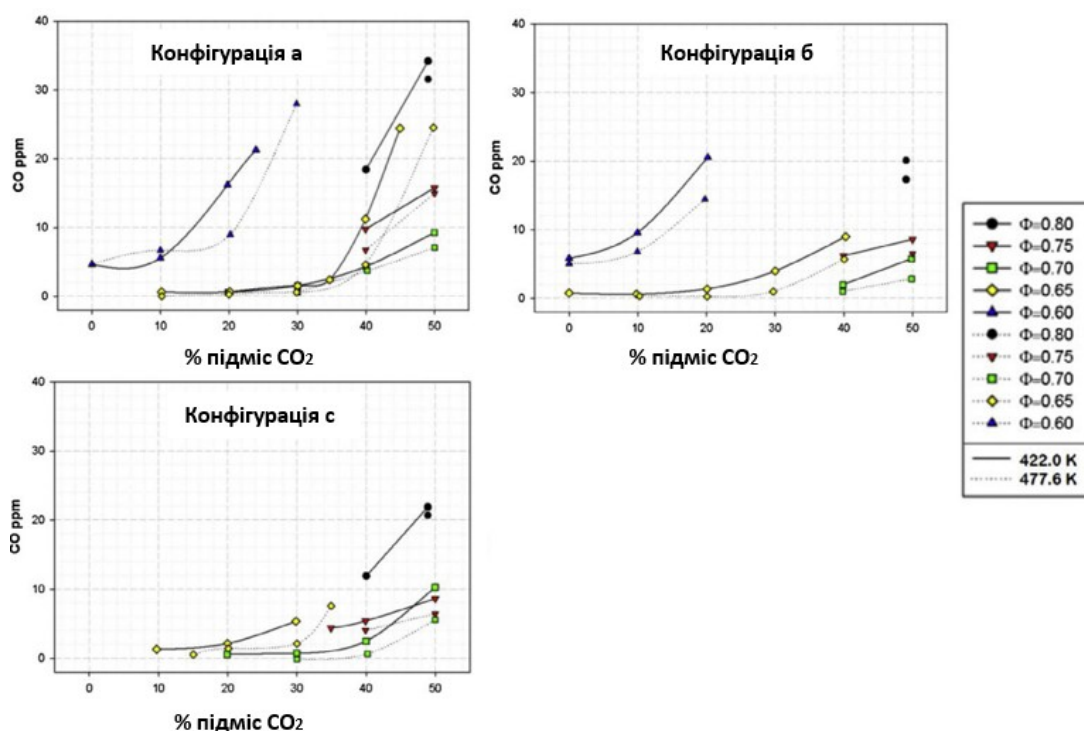


Рисунок 1.9 – представлені викиди  $\text{CO}$  для трьох конфігурацій подачі  $\text{CH}_4/\text{CO}_2$ . Для порівняння також наведено дані для суміші  $\text{CH}_4/\text{N}_2$ , а -горіння без попереднього змішування, в – горіння де повітря і  $\text{CO}_2$  попередньо змішане, С – горіння відбувається з повністю попереднім змішуванням суміші Метан/повітря/ $\text{CO}_2$  [51]

Вцілому, з наведених вище результатів слід зазначити також наступне. Вміст CO (як основного компонента хімічного недопалу) більш інтенсивно проявляється в зоні збідненого горіння, крім того, в цій зоні є обмеження щодо максимального вмісту CO<sub>2</sub> в паливній суміші (не більше 30%). Перехід робочого процесу в сторону стехіометричного горіння, по перше, зменшує недопал (CO), а по друге, дозволяє збільшити вміст баластного CO<sub>2</sub> (до 50%). Показано, що підвищення температури пальної суміші на 50 °C дозволяє мінімум на третину зменшити концентрацію монооксиду вуглецю в продуктах згоряння. Важливий результат з точки зору мінімізації недопалу вуглецю - це спосіб організації процесу спалювання, зокрема, перехід до горіння попередньо підготовленої суміші сприяє зменшенню емісії CO, особливо це характерно для варіантів з максимальним вмістом CO<sub>2</sub>. Отримані авторами результати підтверджують зменшення концентрації CO для суміші з 50% вмістом діоксиду вуглецю при переході від дифузійного до кінетичного горіння на 40...50% в залежності від режиму (надлишку кисню).

Представлені результати вцілому не суперечать загальноприйнятим уявленням щодо впливу основних режимно-технологічних факторів, а також способів організації процесу на робочі параметри досліджуваного явища. Слід зазначити певні невизначеності щодо впливу основних параметрів на досліджувані характеристики в зоні низького та помірного вмісту CO<sub>2</sub>, що можливо пояснюється недостатньою точністю апаратурної бази при проведенні натурних досліджень.

На рисунках 1.9–1.10 показаний вплив вмісту CO<sub>2</sub> у біогазі на утворення оксидів азоту під час горіння, та монооксиду вуглецю. Згідно [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**], при спалюванні природного газу за допомогою щільних подових пальників рівень CO у димових газах зазвичай становить до 10 мг/нм<sup>3</sup> (при 3% O<sub>2</sub>). При вмісті 50% CO<sub>2</sub> у біогазі концентрація CO у димових газах збільшується приблизно в 10 разів, але залишається нижчою за 100 мг/нм<sup>3</sup>, що все ще відповідає нормативним вимогам.

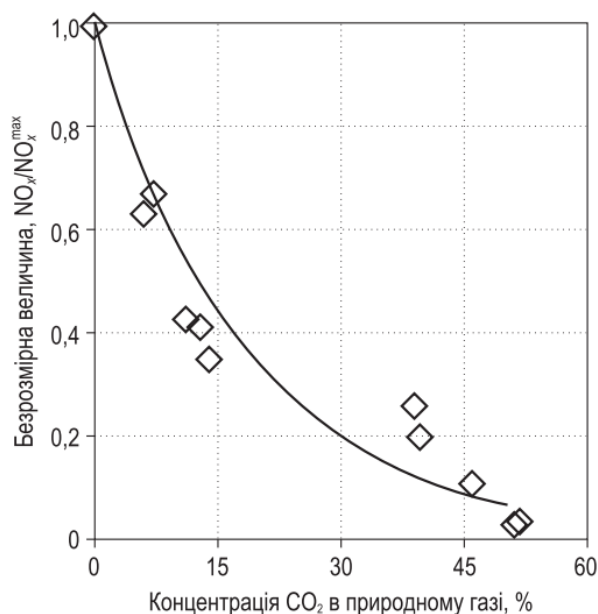


Рисунок 1.9 — Залежність утворення NO<sub>x</sub> від концентрації CO<sub>2</sub> в суміші з природним газом

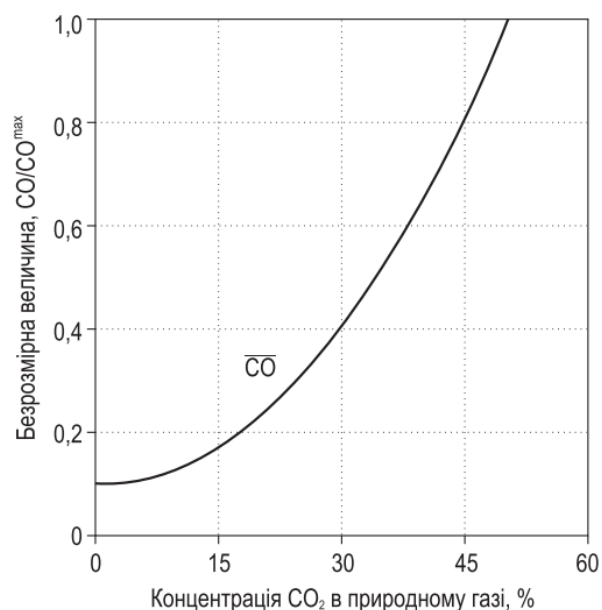


Рисунок 1.10 — Залежність утворення CO від концентрації CO<sub>2</sub> в суміші з природним газом [Ошибка! Источник ссылки не найден.]

Огляд досліджень щодо спалювання біогазу [52] показує, що збільшення вмісту CO<sub>2</sub> у його складі має подібний вплив на утворення шкідливих викидів. Зокрема, викиди оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) знижуються приблизно вдвічі через зменшення температури горіння, тоді як концентрація монооксиду вуглецю (CO) зростає. Наприклад, за 50% вмісту CO<sub>2</sub> у біогазі рівень CO у димових газах може, в залежності від технології спалювання, в 10 разів перевищує показник для чистого метану (10 мг/нм<sup>3</sup>), однак залишається нижчим за допустимі нормативи. Таким чином, підвищений вміст CO<sub>2</sub> сприяє зниженню утворення високотемпературних забруднювачів, але водночас збільшує кількість продуктів неповного згоряння. Загалом, ці особливості підтверджують екологічний потенціал біогазу як палива за умови подальшої оптимізації процесів його горіння [52].

Окремим перспективним напрямком перетворення компонентів біогазу є технологія сухого риформінгу метану, яка дозволяє конвертувати суміш

метану та діоксиду вуглецю у синтез-газ (суміш чадного газу та водню). Згідно з дослідженнями Лавуа (2014) [54], цей процес протікає за реакцією:  $\text{CH}_4 + \text{CO}_2 = 2\text{CO} + 2\text{H}_2$  і є найбільш ендотермічним серед усіх видів риформінгу, вимагаючи поглинання енергії у кількості 247 кДж на моль. Попри високу екологічну привабливість одночасної утилізації двох парникових газів, така технологія потребує значних зовнішніх витрат енергії для підтримки температур понад 800-1000 градусів Цельсія та використання дорогих каталізаторів [55]. Саме тому для потреб комунальної теплоенергетики пряме спалювання біогазу у водогрійних котлах наразі є значно ефективнішим та економічно виправданим шляхом отримання теплової енергії, ніж його попередня хімічна переробка.

Разом з тим, механізми сухого риформінгу дозволяють на фундаментальному рівні обґрунтувати явища, що спостерігаються під час горіння забаластованого палива. У зонах високих температур ядра факела та в умовах інтенсивної рециркуляції газів стає можливим локальне протікання реакцій термічного риформінгу між метаном та баластним діоксидом вуглецю навіть без застосування спеціальних каталізаторів. Оскільки ці перетворення є енергоємними, вони діють як додатковий хімічний сток теплоти, що пояснює зафіксоване в експериментах зниження пікових температур факела та суттєве пригнічення генерації термічних оксидів азоту [56]. Водночас генерація додаткового об'єму чадного газу в ході реакцій термічного риформінгу створює високий ризик хімічного недопалу [47]. Це вимагає пошуку нових аеродинамічних рішень, здатних забезпечити інтенсивне турбулентне перемішування та достатній час перебування проміжних горючих компонентів у високотемпературній зоні для їх гарантованого допалювання.

## **1.4 Технології горіння палив. Струменево-нішева технологія горіння палив**

Одним із перспективних підходів є впровадження струменево-нішевої технології (СНТ), яка забезпечує ефективну роботу пальників у широкому діапазоні навантажень та реалізує мікродифузійний принцип спалювання газоподібного палива. Ця технологія вирізняється високою надійністю та здатністю адаптуватися до різних умов експлуатації [9,57].

СНТ охоплює всі ключові етапи процесу горіння, включаючи рівномірне розподілення палива в потоці окисника, формування рівномірної горючої суміші, запуск процесу горіння, підтримання стабільності полум'я, а також отримання продуктів якісного горіння. Важливими складовими робочого процесу пальникових пристроїв є попередній термічний вплив на паливо для покращення його властивостей і системи охолодження елементів пальника, що запобігають їхньому перегріву [58].

До цього часу технологія СНТ успішно застосовується для модернізації котельного обладнання з тепловою потужністю від 0,5 до 125 МВт, зокрема протягом років повномасштабного вторгнення проведена модернізація котельного устаткування тепломереж міст Житомира, Луцька та Миколаїва. Зазначена технологія дозволяє суттєво підвищити рівень енергоефективності модернізованого паливоспалювального устаткування, шляхом суттєвого зменшення витрат палива та значного скорочення обсягів шкідливих викидів. Реалізація технології дозволяє покращити параметри робочого процесу паливоспалювального устаткування, зменшення термічного навантаження на обладнання та досягнення відповідності сучасним екологічним стандартам. СНТ є важливим кроком до екологізації енергетики та зниження впливу промислових викидів на довкілля [8].

### **Класифікація газів і вимоги до пальникових систем для спалювання біогазу**

Перед проведенням дослідження спалювання біогазу необхідно ознайомитися з класифікацією мережевих газів та основними стандартами, які регулюють їх використання в газових приладах. Зокрема, важливо враховувати, що біогаз є низькокалорійним газом порівняно з традиційними видами газів, такими як метан або природний газ. Це зумовлює необхідність адаптації конструкції пальників та режимів роботи обладнання, оскільки для ефективного горіння біогазу потрібні спеціальні умови, враховуючи його склад і теплотехнічні характеристики.

В Україні згідно ДСТУ ГОСТ EN 437:2014 "Випробувальні гази. Випробувальний тиск. Категорії приладів", усі види мережних горючих газів класифікуються за категоріями (Gas family): перша, друга, третя, а також за групами (Group), такими як H, L, E. Кожна категорія об'єднує гази з подібними характеристиками горіння в межах встановленого діапазону значення індексу Воббе. Який дозволяє оцінити здатність пальникових пристроїв підтримувати стабільну теплову потужність при переході від одного виду палива до іншого [59,60].

За виконання рівності 1 газові прилади, здатні ефективно і безпечно функціонувати при використанні порівнюваних газів без змін у конструкції обладнання чи коригування режимів його роботи.

$$W_{o1} = W_{o2} = \text{const} \pm 5\%. \quad (1.1)$$

де  $W_{o1}$ ,  $W_{o2}$  – числа Воббе для газу який використовується і того, що заміняє.

$$W_o = \frac{Q_n^p}{\sqrt{\rho}} \quad (1.2)$$

де -  $Q_n^p$  – нижча теплота згорання газу, кДж/м<sup>3</sup>,  $\bar{\rho}$  - відносна густина газу.

$\bar{\rho} = \frac{\rho_{\Gamma}}{\rho_{\text{пов}}}$ , де  $\rho_{\Gamma}$ ,  $\rho_{\text{пов}}$  – густина горючого газу і повітря за однакових умов, кг/м<sup>3</sup> [61];

Згідно ДСТУ ГОСТ EN 437:2014, нижча теплота згорання для горючих газових палив групи L має бути в межах 34–54,6 МДж/м<sup>3</sup> при індексі Воббе в діапазоні 39,1–44,8 МДж/м<sup>3</sup> (за умов температури 15°C і тиску 1013,25 мбар). Газове обладнання в Україні розробляється та експлуатується для таких зазначених характеристик.

Для біогазу з вмістом метану 70–50% нижча теплота згорання варіюється в межах 18,5–25 МДж/м<sup>3</sup>, а індекс Воббе – в діапазоні 27,12–17,64 МДж/м<sup>3</sup>. Це означає, що перехід від газових палив групи L до біогазу за умови збереження показників робочого процесу неможливий без зміни конструкції пальника.

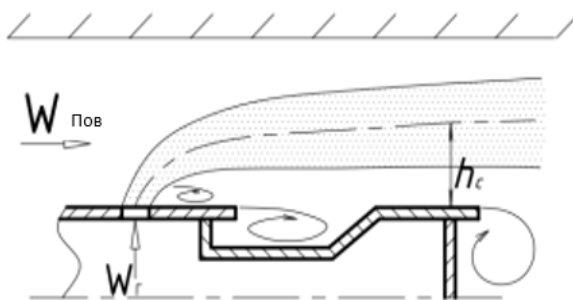


Рисунок 1.11 – Фізична модель витікання палива та окислювача в струменево-нішевій системі [62, 63].  $h_c$  – далекобійність паливних струменів;

$W_{\text{Пов}}$  – швидкість повітря;  $W_{\text{Г}}$  – швидкість газу

Детальний аналіз математичних залежностей далекобійності, а також дослідження впливу гідродинамічного параметра ( $q$ ) на аеродинаміку та структуру струменів, наведено у розділі [3], присвяченому обґрунтуванню вибору параметрів пальникового пристрою.

Аналіз класифікації мережевих газів і вимог до пальникових систем показує, що перехід від традиційних газів до біогазу, через його відмінні теплотехнічні характеристики, потребує адаптації пальникових пристроїв. Біогаз, у зв'язку з низькою теплотою згорання та відмінному індексу Воббе, не може використовуватись у звичайних паливоспалювальних системах без змін у конструкції обладнання. Для забезпечення стабільної роботи та ефективного

горіння біогазу необхідно враховувати не лише хімічний склад палива, але й раціональні параметри гідродинаміки струменів, що визначають якість сумішоутворення. Подальші дослідження мають на меті розробку нових рекомендацій для налаштування та адаптації пальників до особливостей спалювання біогазу.

#### **1.4 Висновки до розділу 1 та завдання дослідження**

1. У цьому розділі проведено огляд перспективних альтернативних видів палива, їх переваг та недоліків, а також сучасних підходів до їх виробництва. Розмежовано поняття відновлюваних та альтернативних палив, з огляду на їхньому різному походженні та характеристиках. Описано два основні методи синтезу альтернативного палива: пряма утилізація надлишкової електроенергії (ЕП) та термохімічне перетворення (ТХП) сировини. Особливу увагу приділено вуглецевій нейтральності та екологічним перевагам цих технологій. У підсумку визначено біогаз як один із найперспективніших видів альтернативного палива завдяки його енергетичній ефективності та екологічності.

2. Розглянуто склад біогазу, основними компонентами якого є метан і  $\text{CO}_2$ , а також наведено варіації його складу. Визначено, що типовий вміст метану у біогазі становить до 70%, що забезпечує високу теплоту згоряння – до 25 МДж/м<sup>3</sup>. Проаналізовано основні теплофізичні характеристики від концентрації  $\text{CO}_2$  у складі біогазу. Проаналізовано динаміку горіння за допомогою результатів досліджень отриманих сучасними методами хемілюмінесценції радикалів ОН. Проаналізовано характеристики стійкого горіння біогазу. Виокремлені основні параметри пальників при адаптації системи до спалювання газу забаластованого  $\text{CO}_2$ .

3. Розглянуто вплив складу біогазу на утворення шкідливих викидів, зокрема зниження  $\text{NO}_x$  та зростання СО при збільшенні вмісту  $\text{CO}_2$ . Також сучасний досвід впровадження в експлуатацію пальників для промислових котлів потужністю 6,5, 10 та 16 т/год пари для спалювання біогазу.

Підкреслено екологічний потенціал біогазу за умови оптимізації процесів його спалювання. Особливу увагу приділено струменево-нішевій технології (СНТ), яка забезпечує ефективне спалювання газоподібного палива та зниження шкідливих викидів. СНТ дозволяє модернізувати котельне обладнання, підвищуючи його енергоефективність і відповідність екологічним стандартам. Вдосконалення технології горіння об'єкту при впровадженні СНТ сприяє екологізації енергетики та зменшенню впливу промислових викидів на довкілля.

4. Виходячи з вищеперерахованого, метою роботи є: дослідження впливу складу біогазу, зокрема вмісту  $\text{CO}_2$ , на робочі показники струменево-нішевої системи спалювання, а також на сталість процесу горіння та екологічні характеристики викидів. Оцінка можливостей оптимізації умов горіння біогазу з ціллю зниження утворення високотемпературних забруднювачів ( $\text{NO}_x$ ) і мінімізації продуктів неповного згоряння ( $\text{CO}$ ). Розробка рекомендацій щодо підвищення енергоефективності спалювання біогазу шляхом адаптації струменево-нішевої технології для різних умов експлуатації. Аналіз перспектив застосування біогазу в енергетичних установках з урахуванням його хімічних, теплотехнічних та екологічних характеристик. Визначення можливості покращення еколого-теплотехнічних показників обладнання шляхом використання попередньої термічної підготовки біогазу та адаптації геометрії пальника.

#### **Завдання які потрібно виконати:**

1. Проаналізувати стан проблеми та теоретичні аспекти спалювання біогазу. Провести аналіз літературних джерел щодо енергетичних та екологічних характеристик біогазу і теоретично оцінити вплив зміни його теплофізичних властивостей (зокрема густини та калорійності) на гідродинамічну картину течії пального та окисника, а також теплову потужність пальникової системи.

2. Вдосконалити методику дослідження параметрів робочого процесу пальників СНТ з використанням фізичного експерименту та методів математичного моделювання.

3. Дослідити вплив геометричних параметрів паливного колектора та складу біогазу (зокрема вмісту  $\text{CO}_2$ ) на межі зриву полум'я (сталість горіння), розподіл температур по довжині факела та емісійні показники ( $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ). На основі отриманих даних визначити раціональну геометрію газового колектора з ціллю адаптації технології для спалювання біогазу.

4. Провести чисельне моделювання процесу горіння біогазу в котельному агрегаті та розробити практичні рекомендації щодо адаптації математичної моделі до реального об'єкта. Верифікувати математичну модель за результатами стендових випробувань та виконати чисельний розрахунок роботи промислового водогрійного котла з пальником СНТ. На основі комплексу отриманих експериментальних та розрахункових результатів розробити пропозиції щодо переведення струменево-нішевої технології на спалювання біогазу.

## РОЗДІЛ 2

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 2.1 Конструктивні особливості експериментальної установки.

Для реалізації завдань дослідження було зібрано експериментальну установку, схема якої наведена на рис. 2.1. Лабораторний стенд оснащений вимірювальним комплексом, що дозволяє детально аналізувати структуру температурних і концентраційних полів при спалюванні **модельного біогазу** в СНС. Як модельне паливо використовується суміш природного газу з діоксидом вуглецю (вміст  $\text{CO}_2$  варіюється в межах 0–50%, склад природного газу, Дод. Г).

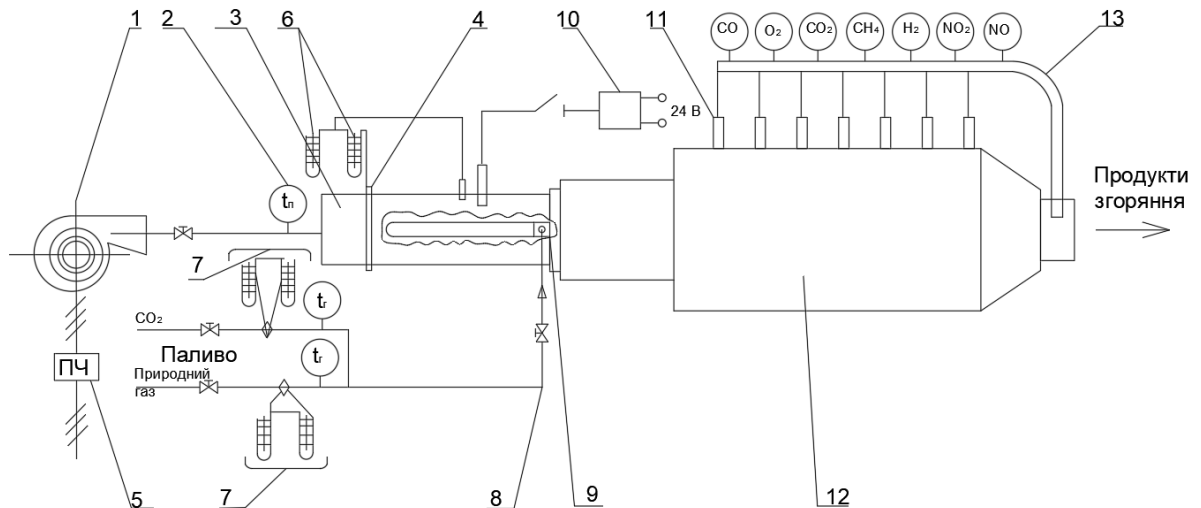


Рисунок 2.1 – Принципова схема дослідної установки для вогневих випробувань: 1 – вентилятор; 2 – термометр вхідного потоку повітря; 3 – ділянка стабілізації потоку; 4 – інтегруюча трубка – приймач повітряного тиску; 5 – пристрій частотного регулювання обертів вентилятора; 6, 7 – блок манометрів; 8 — лінія подачі пального до колектора струменево-нішевого модуля; 9 – струменево-нішевий модуль; 10 – свіча запалювання; 11 – штуцери для вимірювання температури газів по довжині факела, та відбору проб продуктів горіння; 12 – футерована камера згоряння; 13 – інтегральний пробовідбірник

Методика проведення експерименту передбачає реєстрацію наступних показників:

- термодинамічні параметри окислювача (тиск і температура повітря) на вході у вимірювальну секцію;
- температурні та витратні характеристики компонентів паливної суміші (природного газу та  $\text{CO}_2$ );
- розподіл температур продуктів згоряння вздовж осі факела та у вихідному перерізі камери;
- склад продуктів згоряння (емісійні показники);
- граничні витрати палива, що відповідають режимам запалювання та зриву полум'я.

На основі отриманого масиву даних виконується розрахунок ключових характеристик робочого процесу: швидкостей потоків, гідродинамічного параметра  $q$ , інтегрального коефіцієнта надлишку повітря в зоні зворотних течій (ЗЗТ), а також меж стійкої роботи пальникового пристрою на біогазі різного складу.

## **2.2 Методологія експериментальних досліджень.**

Базою для проведення експериментальних досліджень стала лабораторія проблем горіння КПІ ім. Ігоря Сікорського. Ключовим завданням роботи є аналіз екологічних показників спалювання модельного біогазу (суміші природного газу з баластом  $\text{CO}_2$ ) в умовах стабілізації полум'я в струменево-нішевій системі.

Особливістю використаного пальникового пристрою є його адаптивна конструкція (рис. 2.2, а), яка дозволяє оперативно змінювати конфігурацію системи подачі палива. Завдяки цьому заміна газових колекторів (рис. 2.2, б) не потребує демонтажу основної установки, що значно розширює можливості експерименту. Така архітектура дозволяє досліджувати вплив геометрії подачі

палива на характеристики горіння без втручання в аеродинаміку тракту окислювача. Методологія вимірювань включала:

- Визначення витрати повітря методом інтегруючої трубки (приймача повного тиску) відповідно до методики, описаної у роботах [64, 65].
- Вимірювання витрат компонентів біогазу (природного газу та діоксиду вуглецю) за допомогою звужуючих пристроїв, попередньо протарованих із використанням сопла Вітошинського.
- Реєстрацію температурних полів у контрольних точках за допомогою термоелектричних перетворювачів.

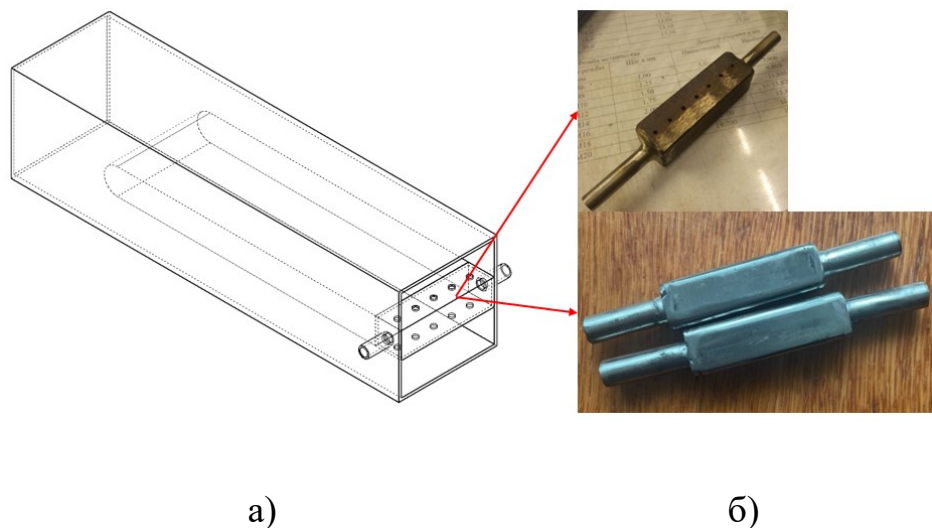


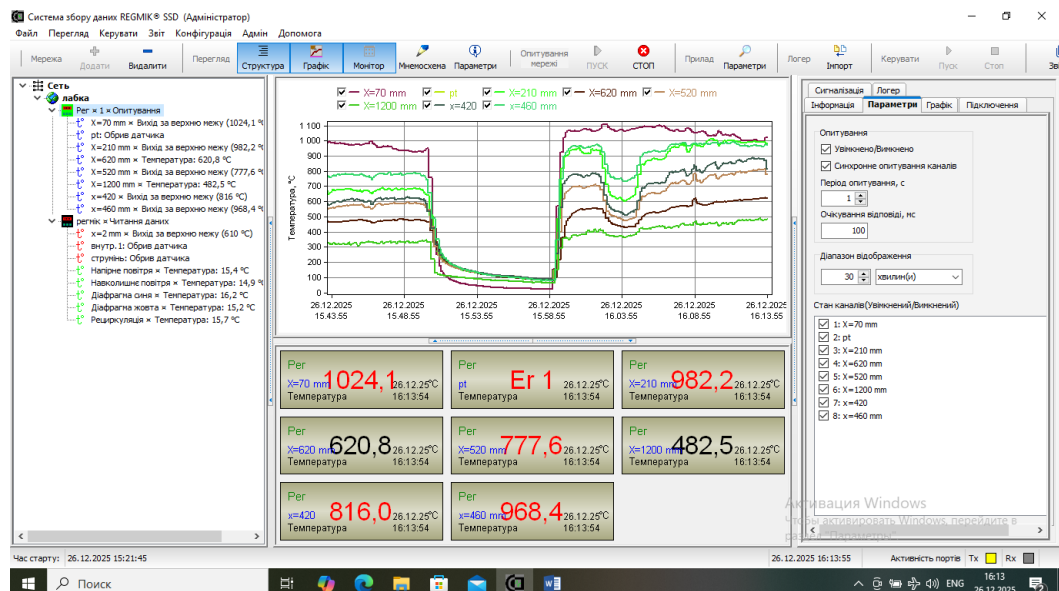
Рисунок 2.2 – Конструкція дослідного пальникового пристрою струменево-нішового типу: а) загальний вигляд пальника; б) змінний газовий колектор

Конструкція камери згоряння передбачає наявність спеціальних введів для розміщення датчиків (рис.2.1). Для фіксації перепаду тиску на витратомірних вузлах задіяно рідинні мікроманометри серії ММК. Моніторинг температурного режиму здійснюється комплексом термоелектричних перетворювачів різних градувань: ТПП10 (тип S), ТХА (тип K) та ТХК (тип L).

Відповідно до нормативних вимог [Ошибка! Источник ссылки не найден.], було сформовано методику випробувань пальника. Моніторинг складу димових газів проводився за допомогою приладу ОКСИ 5М-5Н. Вимірювання витрат через перепади тиску виконувалося з використанням чашкових мікроманометрів типу ММК. Для дослідження температурних полів використовувався комплекс термопар (градування S, K, L) у поєднанні зі щитовими реєстраторами «Регмік 8И», що дозволило автоматизувати збір даних на комп'ютер через адаптер RS-485(рис. 2.3). Усі вимірювальні зонди вводилися в робочу зону через спеціальні штуцери у футерованому каналі.



а)



б)

Рисунок 2.3 – Зовнішній вигляд електронного реєстратора (а) та вікно системи моніторингу температурних полів (б)

### 2.2.1 Підготовка газоаналізаторів до замірів

Визначення складу та параметрів димових газів вимагає точного позиціонування зондів у зоні максимальних температур, що дозволяє уникнути похибок через розбавлення суміші баластним повітрям. Зокрема, це критично для коректної реєстрації концентрації оксиду вуглецю (CO), за рівнем якого оцінюють повноту згоряння. Варто зазначити, що концентрація діоксиду вуглецю (CO<sub>2</sub>) у більшості сучасних приладів не вимірюється прямим методом. Її значення обчислюється автоматично, базуючись на зворотно-пропорційному зв'язку з фактичним вмістом кисню (O<sub>2</sub>).

Для забезпечення достовірності даних та захисту обладнання застосовується ряд технічних заходів. По-перше, виконується тестування пневматичної лінії на герметичність шляхом перекриття входу зонда. По-друге, встановлюється захист від перевантаження сенсорів: при фіксації пікових концентрацій CO, що перевищують допустимі норми, пробовідбірний насос автоматично вимикається.

Підхід до визначення інтегрального показника оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) суттєво різниться залежно від застосованого обладнання. Газоаналізатор ОКСИ (див. рис. 2.4) реалізує метод прямого вимірювання обох складових – монооксиду (NO) та діоксиду (NO<sub>2</sub>), результати яких підсумовуються.



Рисунок 2.4 – Газоаналізатор ОКСИ 5М-5Н

Паралельно з моніторингом у реальному часі, автоматизована система забезпечує архівацію масивів експериментальних даних на жорсткий диск лабораторної робочої станції. Створення такої цифрової бази дозволяє в подальшому проводити глибоку статистичну обробку результатів та їх

графічну інтерпретацію (приклади інтерфейсу наведено на рис. 2,5). Свідомство про повірку наведено в дод. А.

OKSI-5m - [Новый отчет 1]

Файл Правка Вид Действие Настройка Окно ?

Новый отчет 1

| № зап | Дата и время измерения | Текст  | Темп-ра (°C) | $\alpha$ | $\eta$ | P (мм.вод.ст.) | P (Па) | O2 (%) | CO2 (%) | CO (млн-1) | CO (мг/м3) | NO (млн-1) | NO (мг/м3) | NOx (млн-1) | NOx (мг/м3) | NO2 (млн-1) | NO2 (мг/м3) |
|-------|------------------------|--------|--------------|----------|--------|----------------|--------|--------|---------|------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 001   | 09.09.2025 20:18:00    | A----- | 26.00        | 7.24     |        |                |        | 18.10  | 1.60    | 505        | 631.25     | 2          | 2.68       | 3           | 6.15        | 1           | 2.05        |
| 002   | 09.09.2025 20:19:43    | B----- | 28.10        | 4.11     |        |                |        | 15.90  | 2.80    | 431        | 538.75     | 10         | 13.40      | 14          | 28.70       | 4           | 8.20        |
| 003   | 09.09.2025 20:21:35    | D----- | 30.60        | 2.44     |        |                |        | 12.40  | 4.80    | 309        | 386.25     | 18         | 24.12      | 27          | 55.35       | 9           | 18.45       |
| 004   | 09.09.2025 20:23:02    | E----- | 33.10        | 1.62     |        |                |        | 8.10   | 7.20    | 66         | 82.50      | 32         | 42.88      | 37          | 75.85       | 5           | 10.25       |
| 005   | 09.09.2025 20:26:33    | E----- | 33.40        | 1.30     |        |                |        | 4.90   | 9.00    | 783        | 978.75     | 37         | 49.58      | 39          | 79.95       | 2           | 4.10        |
| 006   | 09.09.2025 20:26:53    | E----- | 33.40        | 1.25     |        |                |        | 4.30   | 9.40    | 778        | 972.50     | 37         | 49.58      | 39          | 79.95       | 2           | 4.10        |
| 007   | 09.09.2025 20:33:21    | И----- | 0.00         | 2.76     |        |                |        | 13.40  | 4.20    | 876        | 1095.00    | 9          | 12.06      | 14          | 28.70       | 5           | 10.25       |
| 008   | 09.09.2025 20:34:56    | И----- | 0.00         | 2.03     |        |                |        | 10.70  | 5.80    | 504        | 630.00     | 15         | 20.10      | 20          | 41.00       | 5           | 10.25       |
| 009   | 09.09.2025 20:36:19    | И----- | 0.00         | 1.61     |        |                |        | 8.00   | 7.30    | 81         | 101.25     | 21         | 28.14      | 25          | 51.25       | 4           | 8.20        |
| 010   | 09.09.2025 20:37:39    | И----- | 0.00         | 1.38     |        |                |        | 5.80   | 8.50    | 16         | 20.00      | 28         | 37.52      | 28          | 57.40       | 0           | 0.00        |
| 011   | 09.09.2025 20:38:28    | И----- | 0.00         | 1.27     |        |                |        | 4.50   | 9.20    | 31         | 38.75      | 28         | 37.52      | 30          | 61.50       | 2           | 4.10        |
| 012   | 09.09.2025 20:38:41    | И----- | 0.00         | 1.17     |        |                |        | 3.20   | 10.00   | 291        | 363.75     | 26         | 34.84      | 29          | 59.45       | 3           | 6.15        |
| 013   | 09.09.2025 20:38:47    | И----- | 0.00         | 1.15     |        |                |        | 2.80   | 10.20   | 795        | 993.75     | 26         | 34.84      | 29          | 59.45       | 3           | 6.15        |
| 014   | 09.09.2025 20:45:06    | Г----- | 0.00         | 4.20     |        |                |        | 16.00  | 2.80    | 1037       | 1296.25    | 3          | 4.02       | 4           | 8.20        | 1           | 2.05        |
| 015   | 09.09.2025 20:45:57    | Г----- | 0.00         | 2.95     |        |                |        | 13.90  | 4.00    | 1548       | 1935.00    | 5          | 6.70       | 8           | 16.40       | 3           | 6.15        |
| 016   | 09.09.2025 20:46:08    | Г----- | 0.00         | 2.80     |        |                |        | 13.50  | 4.20    | 1889       | 2361.25    | 5          | 6.70       | 8           | 16.40       | 3           | 6.15        |
| 017   | 09.09.2025 20:49:24    | Г----- | 0.00         | 1.56     |        |                |        | 7.60   | 7.50    | 127        | 158.75     | 15         | 20.10      | 18          | 36.90       | 3           | 6.15        |
| 018   | 09.09.2025 20:50:50    | Г----- | 0.00         | 1.28     |        |                |        | 4.60   | 9.20    | 19         | 23.75      | 20         | 26.80      | 20          | 41.00       | 0           | 0.00        |
| 019   | 09.09.2025 20:51:16    | Г----- | 0.00         | 1.25     |        |                |        | 4.20   | 9.40    | 15         | 18.75      | 21         | 28.14      | 21          | 43.05       | 0           | 0.00        |
| 020   | 09.09.2025 20:51:51    | Г----- | 0.00         | 1.16     |        |                |        | 3.00   | 10.10   | 161        | 201.25     | 19         | 25.46      | 21          | 43.05       | 2           | 4.10        |
| 021   | 09.09.2025 20:51:56    | Г----- | 0.00         | 1.14     |        |                |        | 2.70   | 10.30   | 652        | 815.00     | 18         | 24.12      | 21          | 43.05       | 3           | 6.15        |
| 022   | 09.09.2025 20:52:02    | Г----- | 0.00         | 1.11     |        |                |        | 2.20   | 10.60   | 1649       | 2061.25    | 18         | 24.12      | 20          | 41.00       | 2           | 4.10        |

Рисунок 2.5 – Показники концентрації компонентів продуктів згоряння (CO, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub>), зафіксовані газоаналізатором OKSI

## 2.3 Методика проведення газової хроматографії

З метою підвищення достовірності результатів чисельного моделювання (CFD) та отримання детальної інформації про хімічний склад продуктів згоряння, комплекс досліджень було розширено методом газової хроматографії. Цей підхід дозволяє не лише верифікувати розрахункові дані шляхом співставлення концентрацій компонентів, але й глибше проаналізувати кінетику хімічних реакцій у струменево-нішевій системі. Нижче наведено детальний опис методики експерименту та принцип роботи застосованого вимірювального обладнання.

### 2.3.1 Загальні відомості

Газова хроматографія (ГХ) – фізикохімічний метод, що базується на розділенні компонентів газової чи леткої суміші за їхнім розподілом між рухомою (газ-носієм) і нерухомою (адсорбент або інертний покритий матеріал

у колонці) фазами. Зразок (наприклад, продукти згоряння:  $\text{CH}_4$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$ ) вводиться у потік газу-носія (зазвичай це чисте повітря, азот, аргон чи інертні суміші), який переносить аналітичну суміш в роздільну колонку, заповнену тонким шаром адсорбенту (активоване вугілля, молекулярні сепаратори, силікогель тощо). Розділення відбувається за рахунок різної швидкості сорбції (або взаємодії) кожного компонента з адсорбентом, що призводить до різної тривалості утримання у колонці та, відповідно, до розділених пікових сигналів при детектуванні[67,67].

- **Рухома фаза:** газ-носіє, який забезпечує елюювання аналітів із колонки;
- **Нерухома фаза:** адсорбент (активоване вугілля, молекулярні сита, силікагель, фторопласт), що розподіляє аналіти за їхньою афінністю;
- **Детектування:** реєстрація часу появи та інтенсивності виходу кожного компонента (наприклад, термокондукто-метричний детектор, термохімічний, або комбінований блок) дозволяє ідентифікувати й кількісно виміряти речовини в суміші.

На рис. 2.6 показано схематично як працює газовий аналіз суміші.

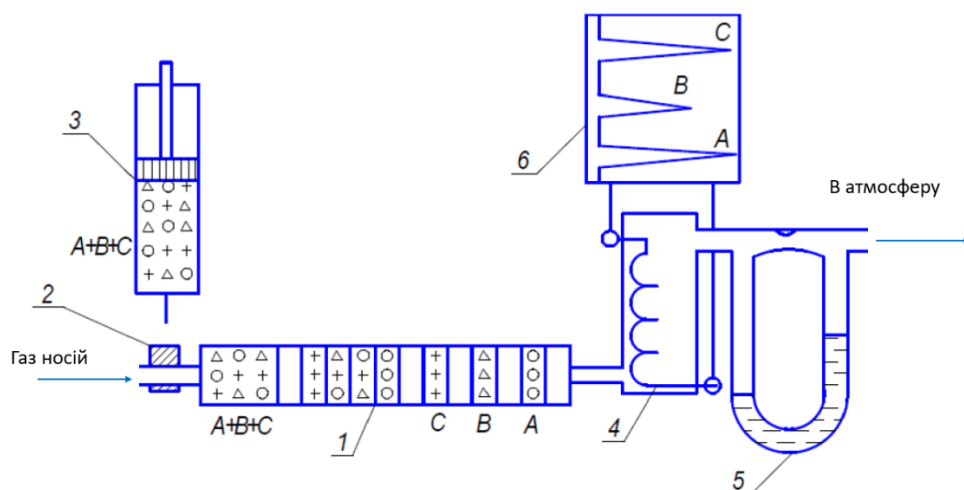


Рисунок 2.6 – Принципова схема роботи газо-адсорбційної хроматографії [69]: 1 – роздільна колонка 2 – дозуючий пристрій 3 – дозатор 4 – детектор 5 – ротаметр 6 – хроматограма

Для розділення складних сумішей речовин з близькими фізико-хімічними властивостями застосовують багатостадійний процес сорбції-десорбції. Ефективність розділення підвищується, якщо до ефекту багаторазового встановлення фазової рівноваги додати кінетичний фактор. Це означає, що через поверхню поділу фаз у обох напрямках постійно відбувається перенос молекул. Молекули, що вийшли з рухомої фази, повертаються назад, але вже до нового елементу її об'єму, а не до попереднього.

Кожен компонент суміші під час контакту з адсорбентом розподіляється між фазами відповідно до своїх адсорбційних властивостей. Однак через безперервний рух потоку рухомої фази лише частина молекул встигає повністю розподілитися між фазами. Решта молекул продовжує рух і взаємодіє з наступними вільними шарами сорбенту. Саме тому хроматографічна зона компонента має кінцеву товщину, яка залежить від багатьох факторів, зокрема швидкості потоку рухомої фази. Сорбовані молекули певний час знаходяться в стані очікування десорбції. Ця затримка призводить до того, що молекули компонента рухаються повільніше, ніж сама рухома фаза. Через різну спорідненість до сорбенту різні компоненти проводять різний час у нерухомій фазі, отже, рухаються з різними швидкостями, що й забезпечує їх розділення.

На рис.2.7 показано схему хроматографічної зони (де концентрація речовини максимальна в центрі та зменшується до периферії) та концентраційний профіль речовини в цій зоні, тобто розподіл концентрацій вздовж зони. Відповідно до цього розподілу, концентраційний профіль досягає максимуму і асимптотично прямує до нуля з обох боків від нього.

У газовій хроматографії рухома фаза представлена газом, а як нерухому фазу використовують або тверді, або рідкі матеріали. Залежно від типу нерухомої фази, розрізняють два основні види: газоадсорбційну хроматографію, де нерухомою фазою є твердий сорбент, та газорідинну хроматографію, в якій рідка фаза нанесена на носій.

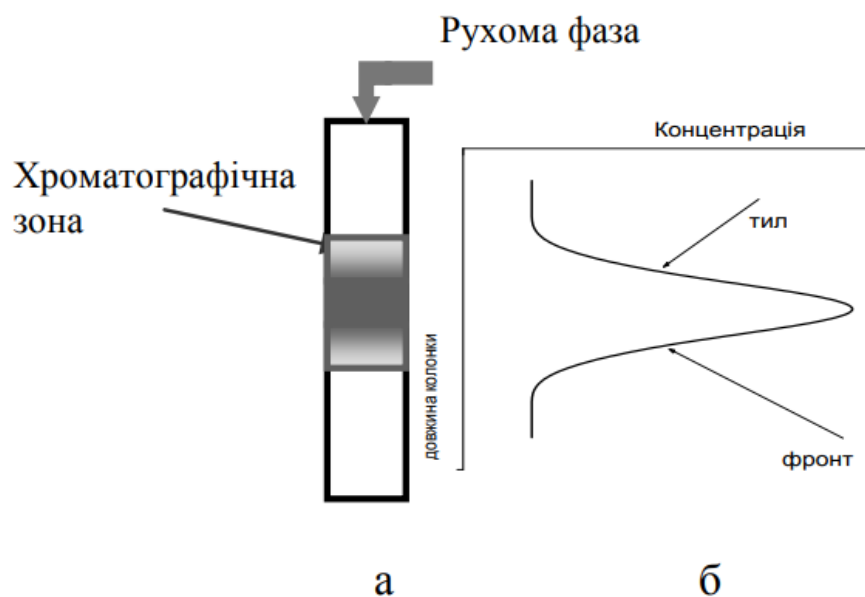


Рисунок 2.7 – Схема хроматографічної зони (а) (у центрі концентрація більше); (б) концентраційний профіль

Обидва підходи дозволяють ефективно розділяти складні суміші, проте вибір методу залежить від фізико-хімічних властивостей аналізованих речовин та мети дослідження.

Переваги газової хроматографії включають:

- **Високу чутливість** (можливість виявляти сліди на рівні  $10^{-3}$ – $10^{-9}$  % об'ємних; за спеціальних прийомів – до  $10^{-12}$ ), що робить метод придатним для аналізу слідових домішок речовин у повітрі, середовищах і т.д.;
- **Швидкість аналізу**, яка за оптимізації умов може становити десятки секунд (але для комплексних розділень часто займає кілька хвилин);
- **Високу відтворюваність та точність** (для звичайних зразків похибка 1–5 %, а у спеціальних умовах – до 1–2 %), що досягається, зокрема, використанням внутрішніх стандартів і автоматичних інжекторів;

- **Мінімальний об'єм зразка** (достатньо мікролітрів чи мікрограмів).

### 2.3.2 Реєстрація сигналу та визначення параметрів утримування

Під час хроматографії фіксується хроматограма – графік залежності сигналу детектора від часу, також відома як крива елюювання. На ній видно піки компонентів: утримуваних і неутримуваних рис.2.8

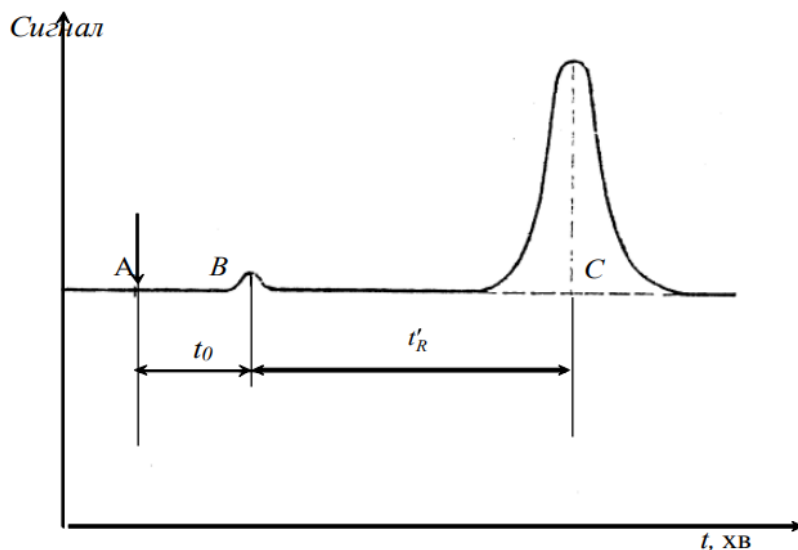


Рисунок 2.8 – Графічна залежність сигналу детектора від часу утримування (хроматограма)

У момент введення проби ( $t = 0$ ) починається відлік часу. Час до досягнення максимуму піку називають часом утримування ( $t_R$ ). Він включає як перебування речовини в сорбенті, так і в мертвих об'ємах системи ( $t_0$ ), де взаємодії з нерухомою фазою не відбувається. Мертвий час відповідає проходженню неутримованого компонента.

Значення  $t_0$  залежить від геометрії системи: довжини та діаметра колонки, об'єму інжектора й детектора. Тому для об'єктивної оцінки утримування використовують виправлений час утримування.

$$t'_R = t_R - t_0. \quad (2.1)$$

Знаючи об'ємну швидкість потоку  $F$ , можна обчислити утримуваний об'єм:

$$V_R = t_R \times F \quad (2.2)$$

Хроматограма є джерелом як якісної, так і кількісної інформації про склад досліджуваної газової суміші.

Якісний аналіз базується на стабільності часу виходу кожного окремого компонента з роздільної колонки. На хроматограмі це відображається як відстань від моменту введення проби до максимуму відповідного піка, що вимірюється в хвилинах або в об'ємах газу. За незмінних умов аналізу кожен компонент суміші має характерне, постійне значення часу утримання.

Кількісний аналіз полягає у вимірюванні висоти або площі піків на хроматограмі. Залежність цих параметрів від концентрації, так само як і час виходу кожного компонента, встановлюється під час попереднього калібрування приладу. Для цього використовують заздалегідь підготовлені контрольні суміші або чисті гази. Весь процес газового хроматографічного аналізу, таким чином, умовно поділяється на два етапи: спочатку відбувається розділення суміші на окремі компоненти, а потім – якісний та кількісний аналіз кожного з них [67,69].

### **2.3.3 Класифікація хроматографічних колонок**

Історично в газовій хроматографії першими застосовували набивні колонки, які мали відносно низьку ефективність. Сучасні набивні колонки мають довжину 2–5 м і внутрішній діаметр 1–7 мм. Наприкінці 1970-х років почали виготовляти капілярні колонки (рис. 2.9) з плавленого кварцу довжиною 5–150 м і внутрішнім діаметром 0,05–0,53 мм, які мають значно вищу ефективність.

За конструкцією розрізняють набивні та капілярні колонки. Набивна колонка – це трубка (металева, скляна чи полімерна), заповнена зернистим адсорбентом, який може бути мікропористим, поверхнево-пористим або непористим.

Капілярна колонка – це вузька трубка, на внутрішній поверхні якої нанесено шар нерухомої фази (твердої або рідкої). Якщо фаза покриває лише

стілки, колонку називають відкритою. Якщо ж вона повністю заповнена матеріалом, це мікронасадочна (закрита) капілярна колонка.



Рисунок 2.9 – Приклад капілярної колонки [67]

Капілярні колонки мають як плюси, так і мінуси. Їх головна перевага – висока ефективність і здатність до тонкого розділення компонентів суміші. Водночас головним недоліком є низька ємність по пробі, тобто обмежена кількість речовини, яку можна ввести без втрати якості розділення. У цьому аспекті набивні колонки значно перевершують капілярні – їх ємність у кілька разів більша. Тому саме набивні колонки частіше застосовують для аналізу газів та легколетких речовин, де необхідна більша взаємодія з сорбентом[67].

#### **2.3.4 Детектор хроматографа**

Однією з ключових частин газового хроматографа є детектор – пристрій, що реєструє появу розділених компонентів суміші після їх виходу з хроматографічної колонки. У приладі Газохром 3101 зазвичай використовується термокондуктометричний детектор (ТКД), який забезпечує універсальне визначення неорганічних і органічних компонентів (рис. 2.10).



а)



б)

Рисунок 2.10 – Газовий хроматограф «Газохром 3101»: а – загальний вигляд приладу; б – розміщення чутливих елементів детектора

ТКД працює на основі різниці теплопровідності газів. Усередині детектора розташовані чутливі елементи – тонкі нагріті провідники (резистори), які входять до мостової електричної схеми. У стабільному режимі через детектор проходить лише газ-носіє (найчастіше азот, повітря або аргон), який має сталі фізичні властивості, зокрема теплопровідність. У цей момент температура провідників залишається стабільною, а електричний сигнал – незмінним.

Коли з хроматографічної колонки до детектора надходить газовий компонент суміші, ситуація змінюється. Новий газ має іншу теплопровідність, ніж газ-носіє внаслідок чого теплообмін між нагрітим дротом і газом змінюється: дріт або сильніше охолоджується, або менше. Зміна температури дротика спричиняє зміну його електричного опору. Ця зміна фіксується електронікою приладу як сигнал, пропорційний концентрації речовини [67,70].

### 2.3.5 Методика проведення експерименту з газової хроматографії

Для проведення газового хроматографічного аналізу використовується газовий хроматографічний аналізатор «Газохром 3101», загальний вигляд якого представлено на рис. 2.11 Прилад складається з кількох основних вузлів: джерела живлення, блоку керування, детектора, хроматографічних колонок, газового блоку та витратомірів.

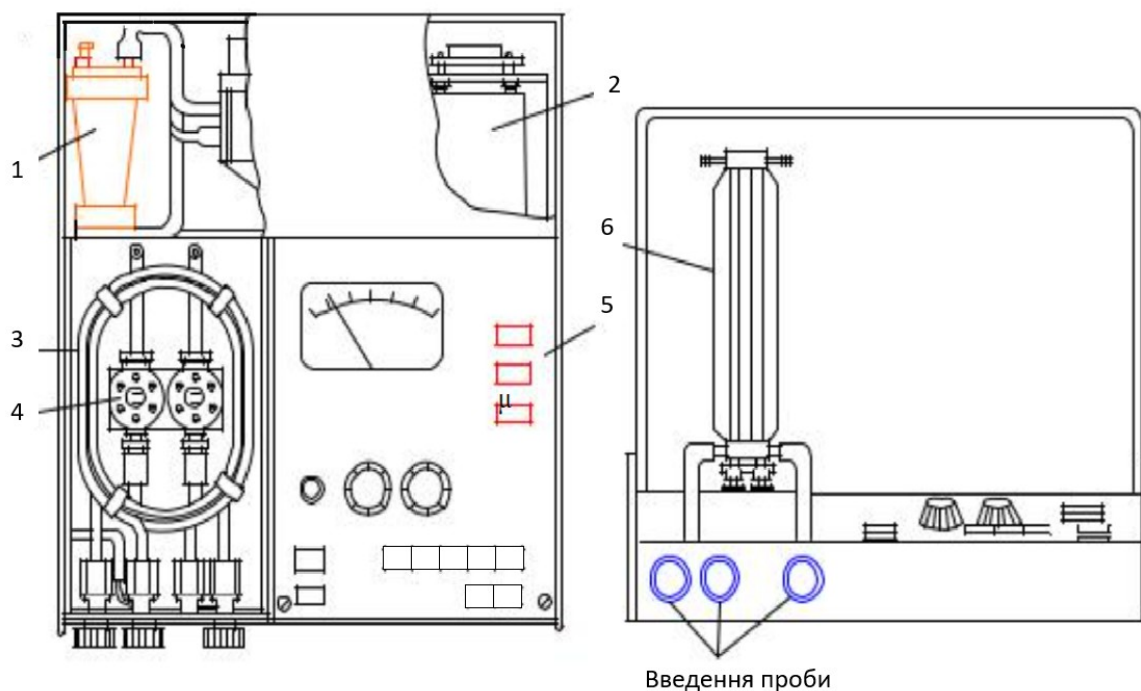


Рисунок 2.11 – Загальний вигляд хроматографа: 1 – газовий блок, 2 – блок живлення, 3 – колонки, 4 – детектор, 5 – блок керування, 6 – витратомір

За функціональним призначенням «Газохром 3101» умовно поділяється на три основні частини, розміщені в окремих секціях єдиного корпусу. У задній частині знаходиться блок живлення. У передній частині корпусу зліва розміщено детектор і колонки, де відбувається розділення компонентів суміші. Центральна частина передньої панелі відведена під блок керування, за допомогою якого оператор здійснює налаштування та контроль параметрів аналізу.

### 2.3.6 Послідовність проведення хроматографічного газового аналізу

Принципова схема роботи хроматографа виглядає наступним чином (рис.2.12): газ-носіє (повітря) подається до розділювальної колонки за допомогою мембранного мікрокомпресора, проходить через колонку довжиною 3,0 м і надходить у робочу камеру детектора. У камері розміщено чутливий елемент – платинова нитка, вмурована в шар алюмогелю ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ), виконаного у вигляді кульки. Інший газ-носіє (аргон) проходить через послідовно з'єднані колонки та надходить до іншої робочої камери з аналогічним чутливим елементом. Витрати обох газів контролюються за допомогою ротаметра.

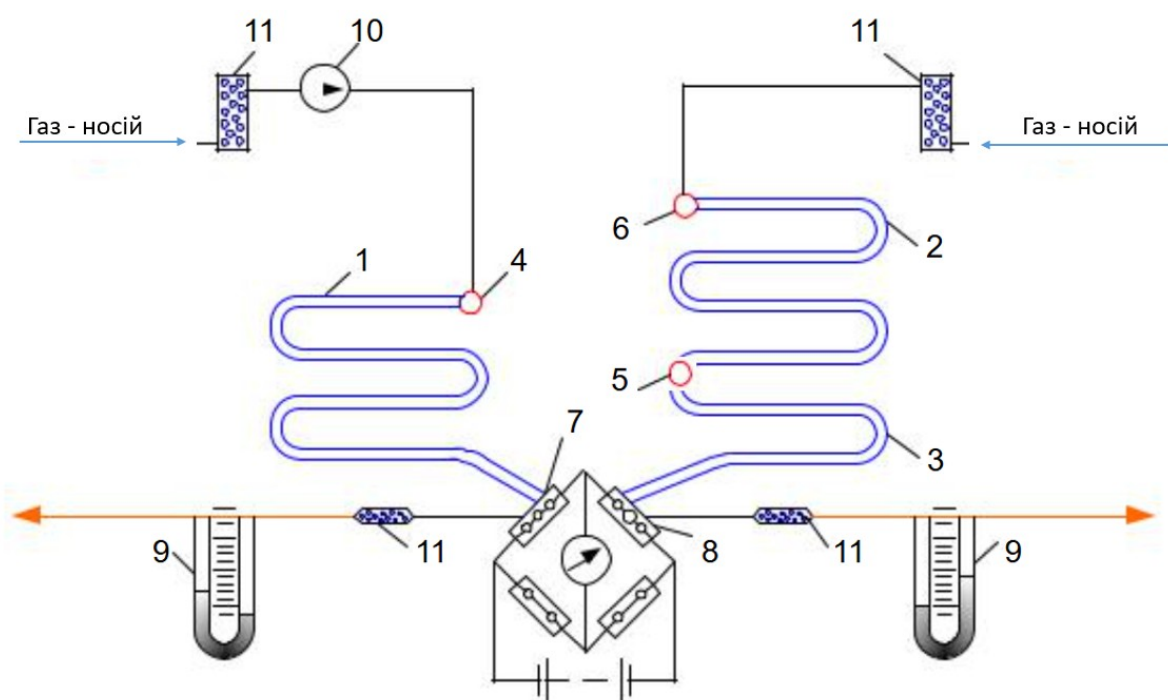


Рисунок 2.12 – Принципова схема хроматографа: 1–3 – розподільні колонки; 4–6 – дозатори; 7 – чутливий елемент з каталізаторним покриттям; 8 – чутливий елемент без каталізаторного покриття; 9 – ротаметр; 10 – мікрокомпресор; 11 – фільтри-сушарки

Чутливі елементи під'єднані до вимірювального моста, який живиться від стабілізатора постійного струму. Вимірювання результатів проводиться самописним потенціометром типу КСП-4 зі шкалою 1 мВ, на діаграмі якого відображається хроматограма [69,70].

Хроматограф «Газохром-3101» дає змогу проводити аналіз у кількох режимах, залежно від поставленої задачі:

- визначення  $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$  з використанням аргону як газу-носія;
- визначення  $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  та  $\text{N}_2$  з повітрям як газом-носієм.

Якісний аналіз проводиться за постійним часом утримування кожного компонента – це час від моменту введення проби до появи максимуму піку на хроматограмі. Кількісний аналіз базується на вимірюванні висоти або площі піків. Для визначення залежності цих параметрів від концентрації компонентів проводиться попереднє калібрування приладу.

Найбільш поширеним методом є абсолютне калібрування за чистими газами. В процесі калібрування у хроматограф послідовно вводяться відомі об'єми чистого газу, після чого будуються калібрувальні графіки у координатах  $h = f(V_g)$ , де  $h$  – висота піку (мм),  $V_g$  – об'єм введеної дози ( $\text{см}^3$ ).

Для  $\text{CO}$  калібрування проводиться так:

1. У посудину аспіратора подається чистий  $\text{CO}$ .
2. Хроматограф налаштовується у режимі з повітрям як газом-носієм.
3. Медичним шприцом відбирається  $2 \text{ см}^3 \text{ CO}$ .
4. Проба розбавляється повітрям до концентрацій 0,2%; 0,4%; 0,6%; 0,8% і 1,0%.
5. Отримані зразки вводяться у прилад через дозатор.
6. Будується калібрувальний графік і обчислюється калібрувальний коефіцієнт.

Аналогічно виконується калібрування за  $\text{CH}_4$  і  $\text{H}_2$ . Одночасно секундоміром фіксується час виходу кожного компонента на хроматограмі:  $t_{\text{H}_2}$ ,  $t_{\text{CO}}$ ,  $t_{\text{CH}_4}$ .

Під час проведення аналізу невідомої газової суміші дозою  $2 \text{ см}^3$  вимірюється висота піку компонента. За калібрувальним графіком визначається концентрація компонента, еквівалентна введений дозі. Для зручності шкала абсцис калібрувального графіка градується у об'ємних процентах.

Концентрацію компонента можна розрахувати за формулою:

$$c = (V_g / V) \times 100\%, \quad (2.3)$$

де  $c$  – концентрація компонента у пробі,  $V_g$  – об'єм чистого газу,  $V$  – об'єм дози аналізованої суміші.

Таким чином, методика включає підготовку обладнання, калібрування за чистими газами, хронометрування часу виходу компонентів та побудову калібрувальних графіків, що забезпечує достовірність результатів кількісного аналізу.

Калібрувальні графіки на різних масштабах роботи детектора наведені на рис. 2.13

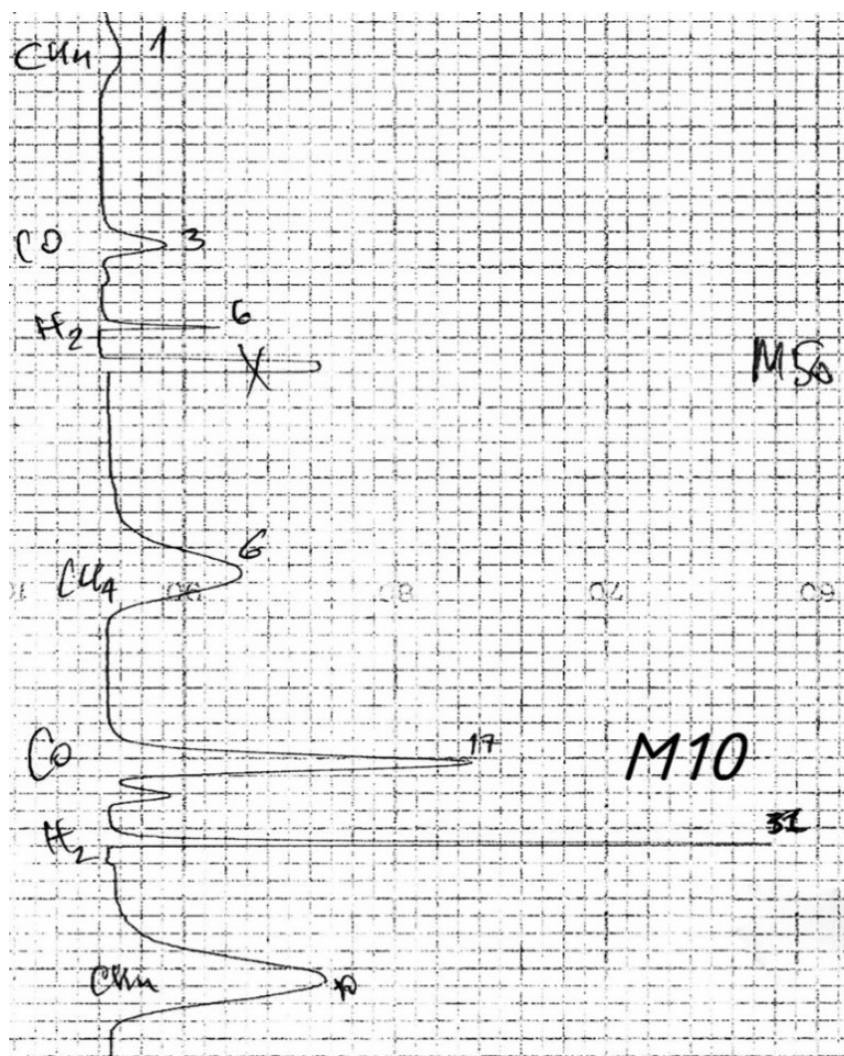
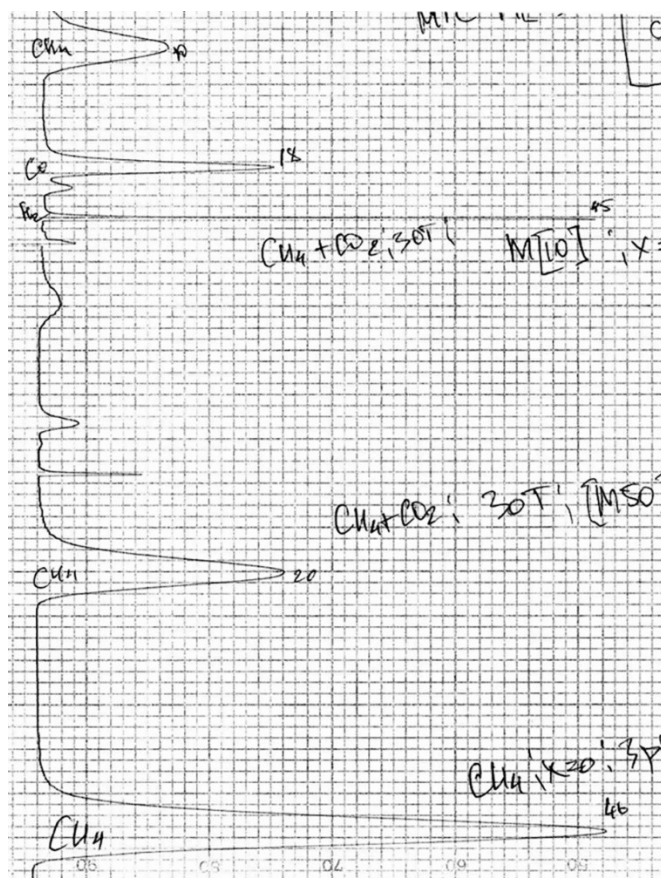


Рисунок 2.13 – Калібрувальні графіки для двох масштабів роботи детектору (масштаби 50 та 10)

Результати вимірювань концентрацій горючих компонентів в зоні зворотних струменів (ЗЗС) стабілізатору пальника та на його зривній кромці наведено на рис. 2.14



### ЗЗТ стабілізатора пальника та краю його зривної кромки

## 2.4 Аналіз похибок експериментальних вимірювань

### 2.4.1 Інструментальна точність визначення емісійних показників струменево-нішевої системи

Визначення компонентного складу продуктів згоряння та налагодження режимів роботи струменево-нішевої системи виконувалось із застосуванням газоаналізатора типу ОКСИ 5М-5Н. Експлуатаційні вимоги до аналізованої проби передбачають температурний режим 5–45 °С та витрату газу на рівні 20–60 дм³/год.

Детальні дані щодо меж вимірювання та точності приладу ОКСИ 5М-5Н (з урахуванням абсолютної та відносної складових похибки) наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Граничні межі вимірюваних величин та нормовані значення похибок.

| Вимірювана величина | Діапазони вимірів        | Інтервал діапазону вимірів | Межа допустимих похибок |                    |
|---------------------|--------------------------|----------------------------|-------------------------|--------------------|
|                     |                          |                            | абсолютна               | відносна           |
| O <sub>2</sub>      | 0–21 %                   | -                          | ±0,2 %                  | -                  |
| CO                  | 0–5000 млн <sup>-1</sup> | 0–200 млн <sup>-1</sup>    | ±10 млн <sup>-1</sup>   | -                  |
|                     |                          | 200–5000 млн <sup>-1</sup> | -                       | ±5 %               |
| NO                  | 0–2000 млн <sup>-1</sup> | 0–200 млн <sup>-1</sup>    | ±20 млн <sup>-1</sup>   | -                  |
|                     |                          | 200–2000 млн <sup>-1</sup> | -                       | ±10 %              |
| NO <sub>2</sub>     | 0–300 млн <sup>-1</sup>  | -                          | ±10 млн <sup>-1</sup>   | -                  |
| SO <sub>2</sub>     | 0–5000 млн <sup>-1</sup> | 0–200 млн <sup>-1</sup>    | ±10 млн <sup>-1</sup>   | -                  |
|                     |                          | 200–5000 млн <sup>-1</sup> | -                       | ±5 %               |
| Температура газу    | 0–1000 °С                | 0–100 °С                   | ±1 °С                   | -                  |
|                     |                          | 100–1000 °С                | -                       | ±0,5 %             |
| Тиск газу Р*)       | 1000–7000 Па             | шкала – 1 Па               | -                       | 0,5 %<br>(привед.) |

- Об'ємна концентрація діоксиду вуглецю ( $\text{CO}_2$ ) визначається розрахунковим шляхом на основі вимірюваного вмісту  $\text{O}_2$ ; діапазон відображення становить 0...20 %.
- Коефіцієнт надлишку повітря ( $\lambda^*$ ) обчислюється за значенням об'ємної частки кисню; межі індикації – 0...20.
- Об'ємна частка оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) розраховується за результатами вимірювань  $\text{NO}$  та  $\text{NO}_2$ ; діапазон індикації – 0...2300  $\text{млн}^{-1}$ .
- Коефіцієнт корисної дії (ККД) визначається за умови підключеної термопари з температурою не нижче 40 °C та за значення об'ємної частки  $\text{O}_2$ , що не перевищує 18 %.

#### 2.4.2 Похибка визначення швидкості повітряного потоку

Під час дослідження руху повітря в робочому каналі за умов малих швидкостей (менше 5 м/с) застосовується крильчастий анемометр Testo 410i, оснащений ротором діаметром 40 мм (рис. 2.15).

Результати вимірювань з приладу передаються бездротовим каналом Bluetooth на мобільні пристрої (смартфон або планшет) на відстань до 15–20 м. Спеціалізоване програмне забезпечення дозволяє відображати поточні значення на екрані, формувати таблиці та графічні залежності, а також експортувати отримані дані у файли форматів Excel або PDF з можливістю подальшого надсилання електронною поштою.



Рисунок 2.15 – Крильчастий анемометр Testo 410i

Технічні та метрологічні параметри анемометра наведені в таблиці 2.2

Таблиця 2.1 Метрологічні та технічні параметри крильчастого анемометра Testo 410i

|                                                   |                                                               |
|---------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| Габаритні розміри приладу                         | 154 × 43 × 21 мм                                              |
| Діапазон вимірювання швидкості повітряного потоку | 0,4...20 м/с (діапазон індикації: 0,4...30 м/с)               |
| Основна приведена похибка вимірювання             | ±(0,2 м/с + 2 % від виміряного значення) в межах 0,4...20 м/с |
| Допустимий температурний діапазон експлуатації    | −20...+50 °C                                                  |
| Діаметр вимірювальної крильчатки                  | 40 мм                                                         |

## 2.5 Висновки до розділу 2

1. З ціллю проведення досліджень процесів спалювання модельного біогазу (суміші природного газу з CO<sub>2</sub>) створено експериментальний стенд, оснащений пальниковим пристроєм струменево-нішевого типу з адаптивною геометрією паливорозподілу. Конструкція пальника дозволяє оперативно змінювати газові колектори без демонтажу основної установки, що забезпечує можливість дослідження впливу геометричних та режимних параметрів на характеристики горіння.

2. Розроблена методика експериментальних досліджень передбачає комплексну реєстрацію термодинамічних та емісійних параметрів, а саме: тиску і температури окислювача та палива; розподілу температур у факелі та

на виході з камери згоряння; витрат компонентів паливної суміші, складу продуктів згоряння. На основі отриманих даних розраховуються ключові характеристики робочого процесу: гідродинамічний параметр  $q$ , швидкість витікання струменів, інтегральний коефіцієнт надлишку повітря та межі стійкого горіння дослідного палива в стабілізаторі.

3. З ціллю детального аналізу хімічного складу продуктів згоряння та верифікації CFD-моделей, окрім оперативного газоаналізатора ОКСИ 5М-5Н, обґрунтовано використання методу газової хроматографії. Застосування хроматографа «Газохром 3101» із термокондуктометричним детектором та методики абсолютного калібрування за 5-ти компонентною сумішшю дозволяє з високою точністю визначати концентрації  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ,  $CO_2$  та  $N_2$ , досліджуючи кінетику хімічних реакцій у високотемпературній зоні.

4. Застосована в експериментальній частині вимірювань приладова база дозволяє отримати достатню точність результатів досліджень, зокрема абсолютна похибка визначення концентрації кисню приладом ОКСИ 5М-5Н становить 0,2%, а відносна похибка для  $CO$ ,  $NO$  та  $SO_2$  не перевищує 5-10% у робочих діапазонах. Похибка вимірювання швидкості повітряного потоку анемометром Testo 410i становить  $\pm (0,2 \text{ м/с} + 2\%)$ . Похибка при вимірюванні витрат газів не перевищує 7%, а похибка вимірювання їх температур не більше 0,7%. Дослідження температур факелу виконано з похибкою на рівні 5-6%. Таким чином, використана приладова база та методика досліджень забезпечує достатню достовірність отриманих результатів для подальшого аналізу та моделювання.

## РОЗДІЛ 3

### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СПАЛЮВАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ТА ЙОГО СУМІШІ З $\text{CO}_2$

#### 3.1. Передумови проведення досліджень та аналіз впливу баластування на робочий процес

Вплив баластування газу на процес горіння у прямоточних мікродифузійних пальниках детально досліджувався в роботі [71]. Автори на основі експериментальних досліджень розглянули подачу газового палива (пропан-бутану) за двома схемами: у рециркуляційну зону за стабілізатором (схема I) та у потік повітря перед стабілізатором (схема II). Показано, що додавання баласту (повітря або діоксиду вуглецю) до палива призводить до поступового зменшення довжини факела та зниження максимальної температури горіння, що пояснюється зменшенням тепловиділення в зоні реакції. При досягненні критичної частки баласту спостерігається зрив горіння. Встановлено загальну залежність стійкості факела від співвідношення витрати баласту до палива. Крім того, автори зазначають, що при відношенні баласту до палива близько 2,0 спостерігається зниження викидів оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) приблизно у шість разів.

Отримані в наведених роботах результати є важливими для розуміння закономірностей впливу баластування палива на процес горіння у прямоточних пальниках. Оскільки принцип роботи досліджуваних пальників є подібним, ці висновки можуть бути використані як орієнтир при проведенні власних експериментальних досліджень, спрямованих на вивчення впливу додавання  $\text{CO}_2$  до метану на стабільність горіння, межі зриву та екологічні й енергетичні показники пальника.

### 3.2 Особливості розвитку факела та гідродинаміки реагуючої суміші

Аналіз літературних джерел свідчить, що розбавлення метану діоксидом вуглецю істотно впливає на структуру та геометричні характеристики факела. У більшості досліджень відзначається тенденція до скорочення довжини факела та зниження його яскравості зі зростанням частки  $\text{CO}_2$ , що пов'язують із тепловим і хімічним інгібуючим впливом діоксиду вуглецю, зокрема через підвищення теплоємності суміші та зменшення швидкості хімічних реакцій. Зокрема, у роботах Інституту газу НАН України встановлено, що при збереженні сталої теплової потужності та постійної витрати метану додавання  $\text{CO}_2$  в більшості випадків супроводжується скороченням довжини факела на 16–28 % порівняно з факелом чистого природного газу, а також підвищенням його прозорості та схильності до відриву.

Водночас у низці досліджень [7,72], присвячених горінню біогазу та сумішей  $\text{CH}_4\text{--CO}_2$ , показано, що за певних конфігурацій пальників і режимів подачі палива зростання концентрації  $\text{CO}_2$  може призводити до ослаблення стабільності полум'я, зменшення швидкості тепловиділення та зміщення зони основного горіння далі від вихідного отвору пальника, що візуально може інтерпретуватися як подовження або розмиття факела. Зазначена особливість, зокрема, узагальнена в оглядовій роботі Hosseini та Wahid [7], де підкреслюється визначальна роль умов організації процесу горіння у формуванні геометрії факела при високому ступені розбавлення палива діоксидом вуглецю.

Експериментальні дослідження струменево-нішової системи, проведені в межах цієї роботи за умови сталої теплової потужності (сталої витрати  $\text{CH}_4$ ), підтвердили наявність зазначених різноспрямованих тенденцій (Рис. 3.1). Зокрема, додавання 30 %  $\text{CO}_2$  до природного газу супроводжувалося скороченням довжини факела порівняно з режимом горіння чистого метану. Водночас при збільшенні концентрації  $\text{CO}_2$  до 50 % спостерігався зворотний ефект – довжина факела перевищувала відповідні значення для базового режиму. Отримані результати свідчать про те, що при високому ступені

розбавлення палива вплив  $\text{CO}_2$  визначається сукупною дією гідродинамічних та кінетичних чинників, зокрема зростанням імпульсу струменя внаслідок збільшення масової витрати паливної суміші та істотним зниженням швидкості хімічних реакцій, що зумовлює зміщення зони завершення процесів окиснення на більшу відстань від вихідного отвору пальника.

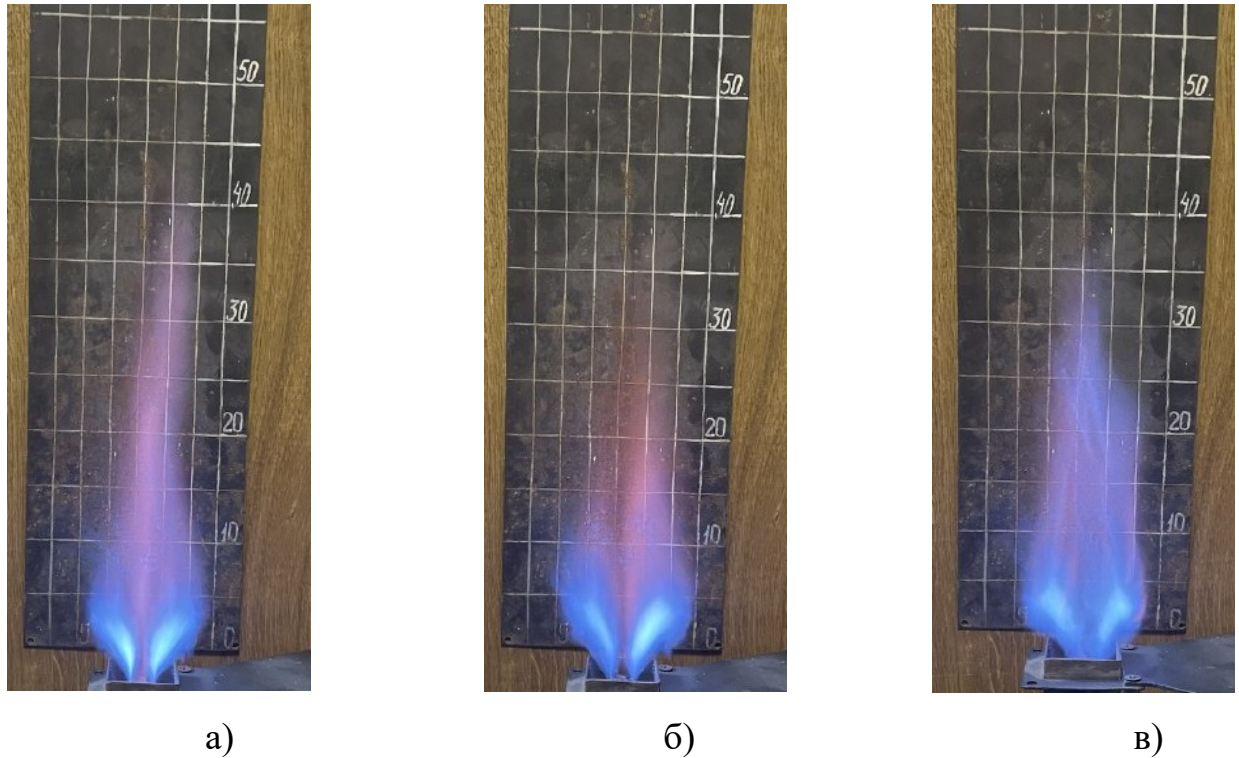


Рисунок 3.1 – Експериментальне дослідження зміни довжини факелу з додаванням  $\text{CO}_2$ ,  $\alpha=1,1$  а) природний газ, б) 30%  $\text{CO}_2$ , в) 50%  $\text{CO}_2$ ; теплова потужність 10 кВт

### **3.2. Аналіз гідродинамічних параметрів взаємодії паливних струменів із повітряним потоком**

#### **3.2.1. Оцінка далекобійності та проникаючої здатності паливних струменів у потоці окисника**

Гідродинаміка відіграє провідну роль у формуванні структури факела та стабільності процесу горіння в прямоточних мікродифузійних пальниках. Саме характер взаємодії струменів палива й окисника визначає не лише ефективність змішування, але й умови стабілізації полум'я, межі його стійкої роботи та ймовірність зриву. Тому дослідження гідродинамічних процесів у

зоні формування суміші є ключовим для забезпечення надійного та ефективного горіння.

На рисунку 3.2 представлено спрощену 3D-модель експериментального стенду, а також результати моделювання роботи пальникового пристрою, що відображають процес взаємодії паливних струменів із повітряним потоком. Зображення отримані за допомогою програмного пакета ANSYS Fluent, у якому було відтворено один із експериментальних режимів роботи пальника. Представлена модель наочно демонструє формування зони змішування та розвиток струменів палива в потоці повітря.

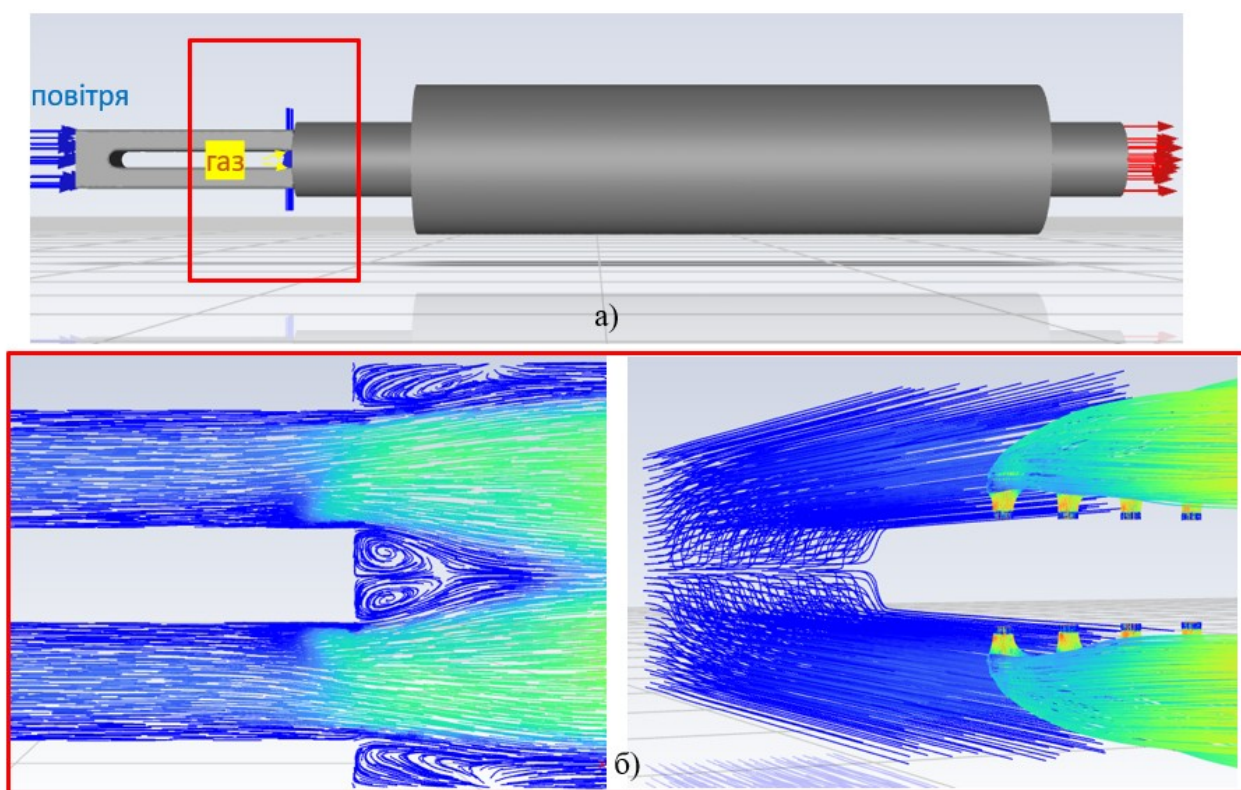


Рисунок 3.2 – Спрощена 3D-модель експериментального стенду (а);  
робота пальникового пристрою (б)

Щоб спалювати чистий біогаз і досягти теплової потужності, близької до тієї, що забезпечується природним газом, використання пальникового пристрою, розрахованого для природного газу, є неможливим без конструктивних змін. Для біогазу необхідно подати більшу масову витрату палива, ніж для метану, оскільки його теплота згоряння нижча. Забезпечити це

лише за рахунок підвищення тиску перед пальником неможливо – збільшення швидкості витікання порушить оптимальне співвідношення швидкостей газу й повітря, що змінить глибину проникнення струменів палива в потік окисника. Це, у свою чергу, призведе до зсуву режиму горіння, підвищення ймовірності зриву факела та нестабільної роботи пальникового пристрою. Для компенсації цих ефектів необхідно змінити геометрію пальника – передусім збільшити діаметр отворів для подачі палива та правильно підібрати їх відносний крок. Ці задачі ефективно можуть вирішуватися лише експериментальним шляхом.

Зміна складу палива додатково ускладнює гідродинамічну картину. Оскільки діоксид вуглецю має більшу густину, ніж метан, при простому об'ємному заміщенні частини метану  $\text{CO}_2$  швидкість витікання з отворів пальника зменшується, адже суміш стає «густішою». Однак, щоб зберегти однакову теплову потужність із випадком спалювання чистого метану, необхідно забезпечити ту саму масову витрату метану, тоді як  $\text{CO}_2$  додається понад цю витрату як баласт. У результаті загальна об'ємна витрата збільшується, що підвищує швидкість виходу палива зі сопел. При цьому густина паливної суміші зростає порівняно з природним газом і за високих концентрацій  $\text{CO}_2$  може наближатися до густини повітря або навіть перевищувати її. Це призводить до збільшення імпульсного моменту струменів палива, що суттєво впливає на гідродинамічний параметр  $q$ , який визначається як відношення динамічних напорів палива та окисника.

$$q = (\rho_g \cdot W_g^2) / (\rho_n \cdot W_n^2), \quad (3.1)$$

де  $\rho_g$ ,  $\rho_n$  – густина пального газу і повітря відповідно,  $W_g$  і  $W_n$  – швидкість газу і повітря.

Збільшення далекобійності струменів палива безпосередньо впливає на стабілізацію та характер горіння факела. Крім горіння в нішевій порожнині, процес може продовжуватися в зоні над нішею та далі в потоці реагуючої

суміші. Таким чином, дослідження гідродинамічних особливостей пальникового пристрою дає змогу визначити оптимальні умови для стабільного горіння як метану, так і баластованих газових сумішей, що є особливо важливим під час переходу до спалювання біогазу або метано- $\text{CO}_2$  сумішей.

Глибина проникнення системи струменів в поперечний потік окисника в СНС визначається за залежністю [посилання на дисертацію кобилянську ]:

$$h_c = k_c \cdot \sin \beta \cdot d \cdot \sqrt{q} \cdot (L / H)^{0,13}, \quad (3.2)$$

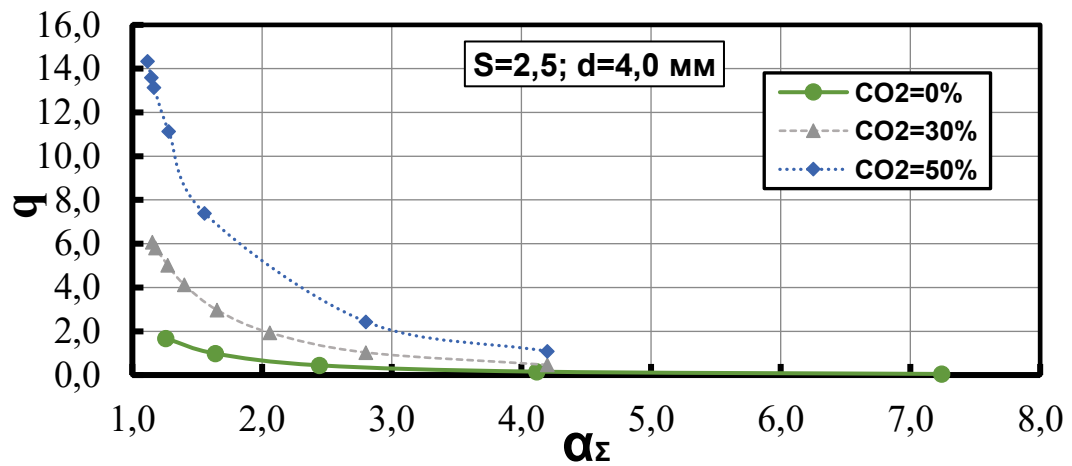
$k_c$  – коефіцієнт, що враховує крок розміщення отворів,  $\beta$  – кут входу струменів палива у повітряний простір,  $d$  – діаметр газоподаючих отворів,  $q$  – гідродинамічний параметр,  $L$  та  $H$  – довжина та глибина ніші.

Параметр  $k_c$  розраховується за формулою:

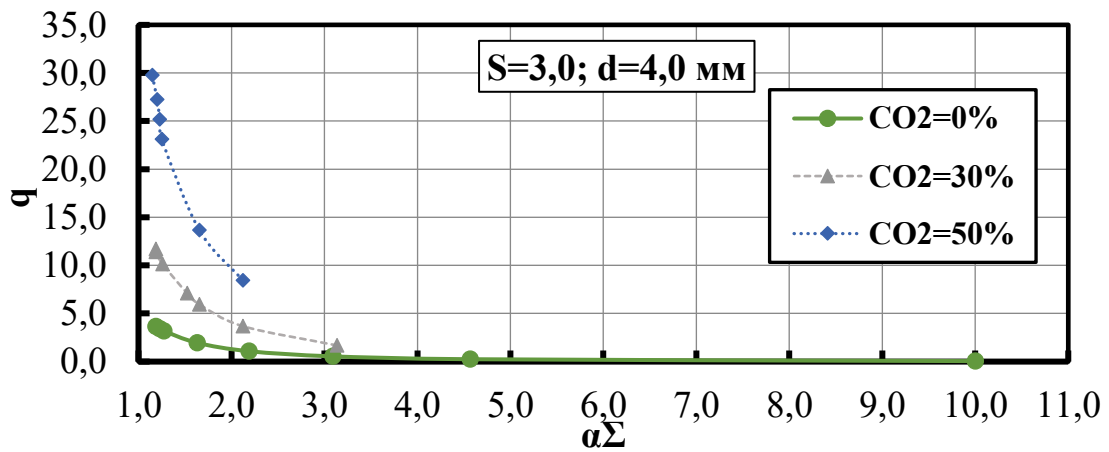
$$k_c = 0,03 \cdot \bar{S} + 1,5, \quad (3.3)$$

де  $\bar{S}$  – відносний крок який визначається як відношення діаметра паливних отворів газового колектора до відстані між ними.

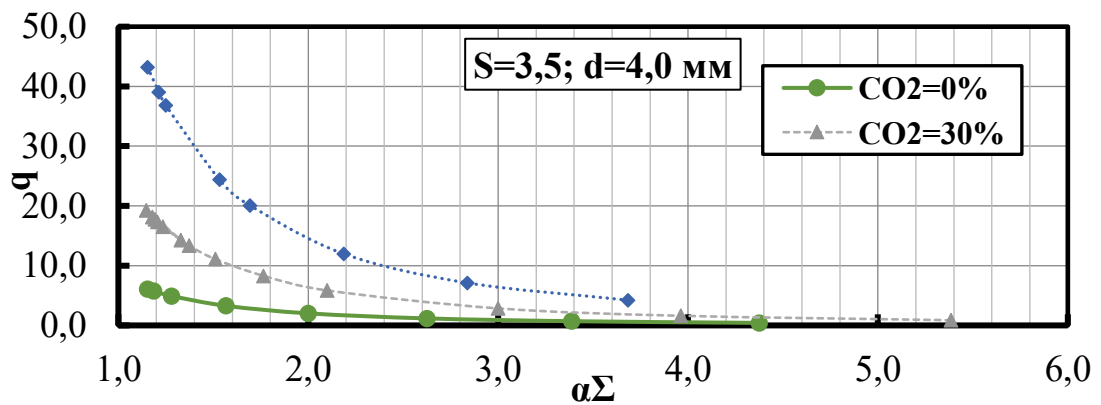
На рисунку 3.3 наведено графічну залежність гідродинамічного параметра  $q$  від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  для різних складів паливної суміші та варіантів геометрії колектора. Експериментальні результати демонструють подібну тенденцію для всіх конфігурацій пальникового пристрою. Залежність гідродинамічного параметра  $q$  від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  показує, що зі збільшенням вмісту  $\text{CO}_2$  у паливній суміші значення  $q$  зростає в усьому діапазоні  $\alpha$ . Це пояснюється тим, що з підвищенням частки баластного компонента збільшується густина паливного струменя, а отже, й його імпульсний момент. При цьому відношення динамічних напорів палива та повітря зміщується в бік зростання, що свідчить про посилення проникної здатності струменів палива в повітряний потік.



а)



б)



в)

Рисунок 3.3 – Залежність гідродинамічного параметра  $q$  від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  для різних складів паливної суміші при зміні відносного кроку паливних отворів  $S/d$ ,  $d=4,0$  мм: а)  $S/d = 2,5$ , б)  $S/d = 3,0$ , в)  $S/d = 3,5$

На малих значеннях коефіцієнта надлишку повітря ( $\alpha=1-3$ ), вплив складу суміші на параметр  $q$  є найбільш вираженим – різниця між кривими для чистого метану та сумішей із  $\text{CO}_2$  досягає понад дворазового значення для робочого режиму пальника ( $\alpha=1,15-1,2$ ). Важливо зазначити що при переході з  $S/d = 2,5$  до  $S/d = 3,5$  ця різниця зростає майже вдвоє. Це свідчить про суттєву зміну структури потоку в зоні змішування у зв'язку з початком процесу злиття пограничних шарів паливних струменів і перелаштування струміневої «системи» в пелену, що екранує окисник від зони між струменями. При збільшенні  $\alpha$ , різниця падає для всіх складів палива та геометрії колектора і доходить до мінімального значення, що пов'язано зі зростанням частки окисника в системі та зменшенням впливу густини паливного струменя.

Таким чином, збільшення концентрації  $\text{CO}_2$  призводить до підвищення гідродинамічного параметра та, відповідно, далекобійності паливних струменів. Ці зміни суттєво впливають на умови формування суміші, положення факела та характер горіння. Отримані експериментальні результати визначення далекобійності паливних струменів дозволяють провести адаптацію конструкції пальників для спалювання біогазових палив. Основним конструктивним елементом який підлягає коригуванню розглядається величина захаращення робочого каналу пальника стабілізаторами горіння. Отримані результати є важливими для оптимізації геометричних параметрів колектора (діаметра отворів, відносного кроку) з метою забезпечення стабільного та ефективного спалювання біогазових сумішей.

### **3.2.2 Дослідження впливу частки $\text{CO}_2$ у паливній суміші на межі стійкості горіння для різних конфігурацій паливних колекторів**

Однією з характерних рис прямоточних мікродифузійних пальників під час спалювання метано– $\text{CO}_2$  сумішей є чутливість процесу до зміни складу палива. Введення інертного компонента – діоксиду вуглецю – впливає не лише на газодинаміку, а й на теплоту згоряння та структуру полум'я. Зі зростанням

частки  $\text{CO}_2$  зменшується швидкість хімічних реакцій, температура зони горіння та інтенсивність тепловиділення, що, в свою чергу, позначається на стабільності роботи пальника.

Щоб визначити, як баластування впливає на умови зриву факела, проведено серію експериментів із варіюванням складу паливної суміші. Геометрія колектору змінювалась також, порівнювались наступні варіанти:  $d=3$ , при  $S/d=3$ ;  $d=4$ , при  $S/d=2,5$ ;  $d=4$ , при  $S/d=3$  (рис.3.4). Випробування здійснювались при поступовій зміні витрати повітря, тоді як подача палива підтримувалась на постійному рівні. Запалювання проводилось газовою запальничкою, а момент зриву визначався візуально за зникненням полум'я.

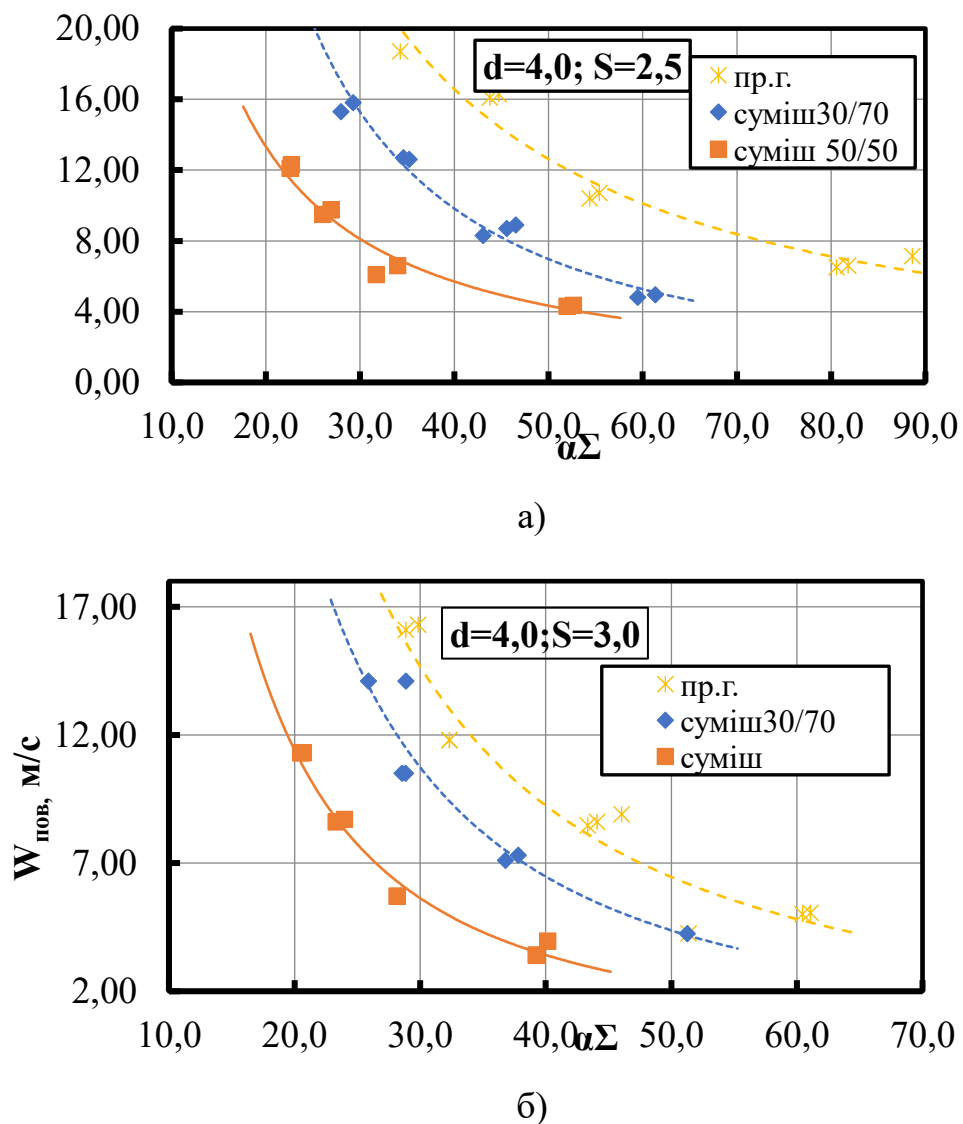


Рисунок 3.4 – Вплив баластування на умови зриву факела, для колекторів: а)  $d=4$ , при  $S/d=2,5$ ; б)  $d=4,0$ , при  $S/d=3,0$

За результатами експериментальних вимірювань (рис. 3.4) встановлено, що зі збільшенням концентрації  $\text{CO}_2$  межа бідного зриву зміщується в бік менших значень коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$ . Це свідчить про погіршення стійкості полум'я під час збіднення суміші. При збільшенні відносного кроку межа бідного зриву зменшується приблизно на 25 %, однак різниця між показниками для природного газу та суміші, забаластованої діоксидом вуглецю, дещо скорочується.

Отримані результати вказують на зниження реакційної здатності паливної суміші, що підвищує вимоги до інтенсивності та швидкості змішування компонентів. Область стійкого горіння має характерну форму, подібну до оберненої параболи: її вершина відповідає оптимальним режимам, тоді як права гілка визначає межу бідного зриву.

Оскільки діоксид вуглецю ( $\text{CO}_2$ ) – інгібітор горіння. Це означає, що при введенні  $\text{CO}_2$  у паливну суміш він гальмує хімічні реакції горіння і ускладнює підтримання полум'я. Баластування метану  $\text{CO}_2$  призводить до помітного звуження зони стійкого горіння, що зумовлено одночасним зниженням температури факела та швидкості поширення полум'я. Також це пов'язано з тим що  $\text{CO}_2$  має вищу питому теплоємність ( $C_{p,\text{CO}_2} \approx 0.84 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$  при 300 К), ніж горючі компоненти і часто – ніж повітря при робочих температурах ( $C_{p,\text{CO}_2} \approx 1.3 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$  при 1300 К). Тому при розбавленні паливної суміші  $\text{CO}_2$  «абсорбує» частину виділеної енергії, знижуючи адіабатичну температуру полум'я. Нижча температура в зоні реакції зменшує швидкості ендотермічних і екзотермічних реакцій і може призводити до падіння швидкості горіння і звуження області стійкого горіння.

Таким чином, під час переходу до спалювання біогазу необхідно враховувати знижену реакційну активність суміші та відповідно коригувати геометрію пальника й режими подачі повітря й палива, щоб забезпечити стабільне горіння в нових умовах.

Результати експериментальних вимірювань зведені в таблиці дод. В.

### 3.2.3 Аналіз межі «бідного» зриву полум'я на основі теплової моделі стабілізації полум'я

Щоб проаналізувати, як полум'я утримується в системі на межі бідного зриву (тобто при гранично низькій подачі палива), ми маємо зробити певні припущення. Вони стосуються того, як саме повітряний потік та паливні струмені взаємодіють усередині зони рециркуляції, що утворюється в спеціальній ніші (порожнині) стабілізатора.

Ми виходимо з того, що:

1. Течія в цій зоні стабілізації є стаціонарною (її параметри не змінюються з часом).

2. Паливна суміш, яка затягується в за колекторну зону із основного потоку, повністю згоряє в її межах.

Для кількісного опису масової витрати суміші, що потрапляє в цю рециркуляційну зону, ми вводимо коефіцієнт масообміну  $n$ . Цей коефіцієнт залежить виключно від геометричних параметрів самої системи стабілізації полум'я (СНС).

Також ми приймаємо, що стінка колектора є адіабатними, тобто тепловими втратами через них ми нехтуємо.

За цих умов, коефіцієнт надлишку повітря визначається наступним чином:

$$\alpha = \frac{G_{\text{п}}}{G_o \cdot G_{\text{г}}} \quad (3.4)$$

Де  $G_{\text{п}}$  – витрата повітря  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $G_{\text{г}}$  – витрата газу  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $G_o$  – стехіометричний коефіцієнт повітря під час спалювання газу визначається за формулою:

$$V_o = \frac{1}{21} [0,5H_2 + 0,5CO + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 3C_2H_4 + 4,5C_3H_6 + 6C_4H_6 - O_2] \quad (3.5)$$

Ми виходимо з припущення, що за умов мінімально стійкої подачі палива, весь його обсяг потрапляє безпосередньо в рециркуляційну зону (за газовим колектором). Виходячи з цього, масова витрата суміші, яка надходить у зону зворотної течії (ЗЗТ), буде визначатися наступним чином:

$$G_{\text{сум}_{33T}} = G_{\Pi} \cdot n + G_{\Gamma} \quad (3.6)$$

де  $G_{\Pi}$  – витрата повітря  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $G_{\Gamma}$  – витрата газу  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $n$  – коефіцієнт масообміну.

Умовою займання суміші є підведення теплової енергії в кількості, необхідній для нагрівання палива до температури його займання:

$$Q_{33T} = G_{\text{сум}_{33T}} c_p (T_3 - T_{\text{сум}}) \quad (3.7)$$

де:  $G_{\text{сум}_{33T}}$  – витрата суміші в 33Т;  $c_p$  – середня ізобарна теплоємність,  $\text{Дж}/\text{м}^3\text{К}$ ;  $T_3$  – температура займання в потоці,  $\text{К}$ ;  $T_{\text{сум}}$  – температура паливо-повітряної суміші,  $\text{К}$ .

З урахуванням теплотворної здатності палива та прийнятих допущень, значення теплового балансу для струменево-нішевої системи (СНС) можна записати у вигляді:

$$Q_n^p \cdot G_{\Gamma} = G_{\Pi} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_{33T} \cdot L_o} + n \right) \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{\text{сум}}) \quad (3.8)$$

де:  $G_{\Pi}$  – витрата повітря,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $G_{\Gamma}$  – витрата палива,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\alpha_{33T}$  – коефіцієнт надлишку повітря в 33Т;  $L_o$  – стехіометричний коефіцієнт;  $n$  – коефіцієнт масообміну, який визначається геометричними характеристиками стабілізаторної системи;  $c_p$  – середня ізобарна теплоємність,  $\text{Дж}/\text{м}^3\text{К}$ ;  $T_3$  – температура займання в потоці,  $\text{К}$ ;  $T_{\text{сум}}$  – температура паливо-повітряної суміші,  $\text{К}$ .

Для характеристики сумішевих палив доцільно застосовувати критерій Воббе, який інтегрує значення нижчої теплоти згоряння. Базуючись на результатах проведених досліджень, запропоновано наступну емпіричну залежність:

$$\alpha_{\Sigma}^{зриву} = \left( \frac{W_o}{\left( \frac{1}{\alpha_{33T}} + L_o \cdot n \right) \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{\text{сум}})} \right)^{\frac{(1,79 \cdot \bar{S}^{-0,524})(W_{\Pi}+0,35)^{0,73}}{(W_{\Pi}-0,13)^{0,82}}} \quad (3.9)$$

Де:  $n$  – коефіцієнт масообміну, який визначається геометричними характеристиками стабілізатора полум'я;  $c_p$  – середня ізобарна теплоємність, Дж/м<sup>3</sup>К;  $T_z$  – температура займання в потоці, К;  $T_{\text{сум}}$  – температура паливо-повітряної суміші, К;  $Wo$  – коефіцієнт Воббе;  $W_n$  – швидкість повітря в каналі, м/с;  $\bar{S}$  – відносний крок розташування отворів.

Отримане рівняння (3.9) дозволяє визначити критичні умови «бідного» зриву полум'я в системах струменево-нішевої стабілізації, пов'язуючи їх з теплофізичними властивостями палива, геометрією паливороздачі та швидкістю повітряного потоку  $W_n$ . Область адекватності даної залежності охоплює наступні діапазони: геометричний параметр  $S/d=2,5...3,5$ ; концентрація CO<sub>2</sub> у паливній суміші – від 0 до 50 %; швидкість повітря – до 25 м/с. Достовірність запропонованої формули підтверджується узгодженістю з результатами експериментальних вимірювань на пальнику СНТ (рис. 3.5).

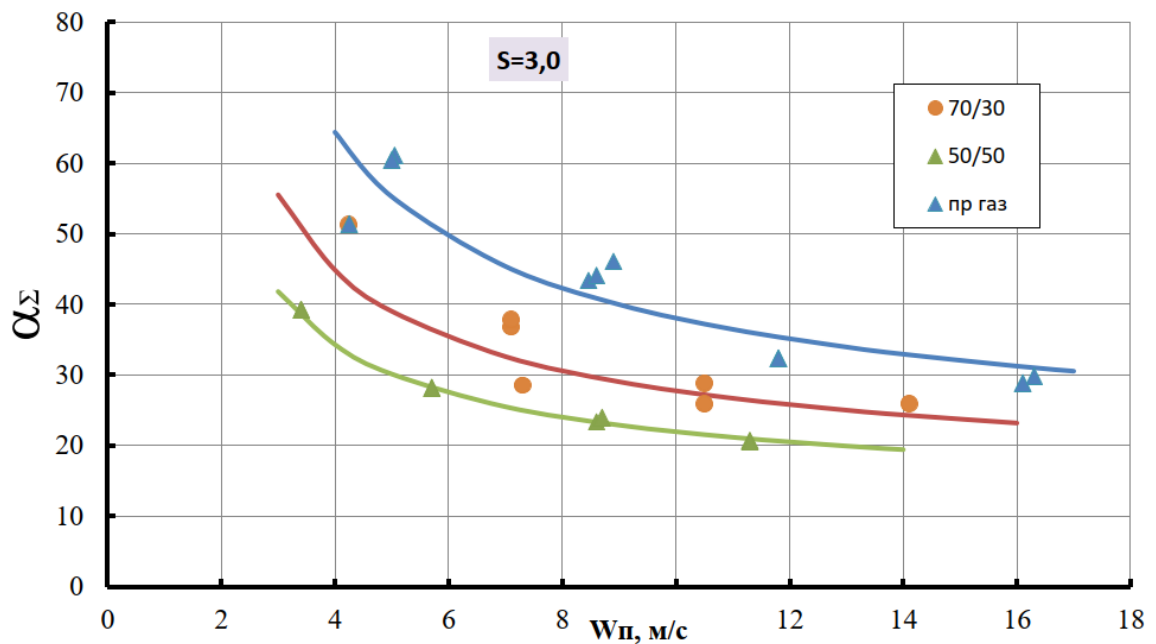


Рисунок 3.5 – Межі бідного зриву факела в СНС при спалюванні природного газу в суміші з діоксидом вуглецю,  $S/d=3,0$ ,  $d=3,0$  мм,  $h_f=0,25$

Аналіз отриманих експериментальних даних демонструє безпосередній вплив аеродинаміки потоку на умови зриву полум'я: зростання швидкості набігаючого повітря призводить до закономірного звуження діапазону стійкої

роботи пристрою. Водночас встановлено, що баластування палива діоксидом вуглецю суттєво знижує критичне значення коефіцієнта надлишку повітря, що відповідає межі «бідного» зриву.

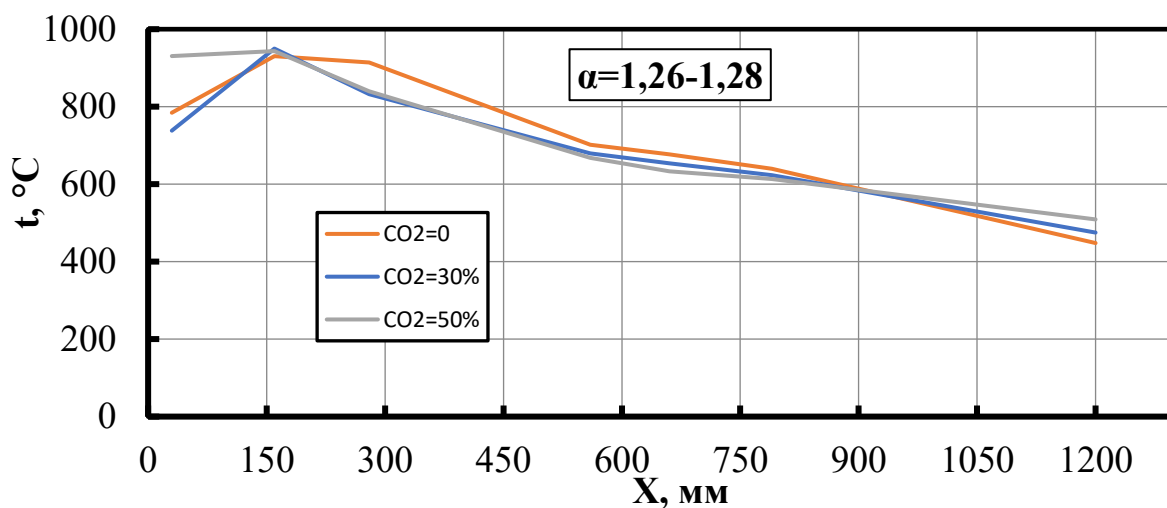
### **3.3 Дослідження впливу геометричних та режимних параметрів системи на температуру факела та продуктів згоряння**

#### **3.3.1 Результати вимірювання температур при $\bar{S} = 2,5$**

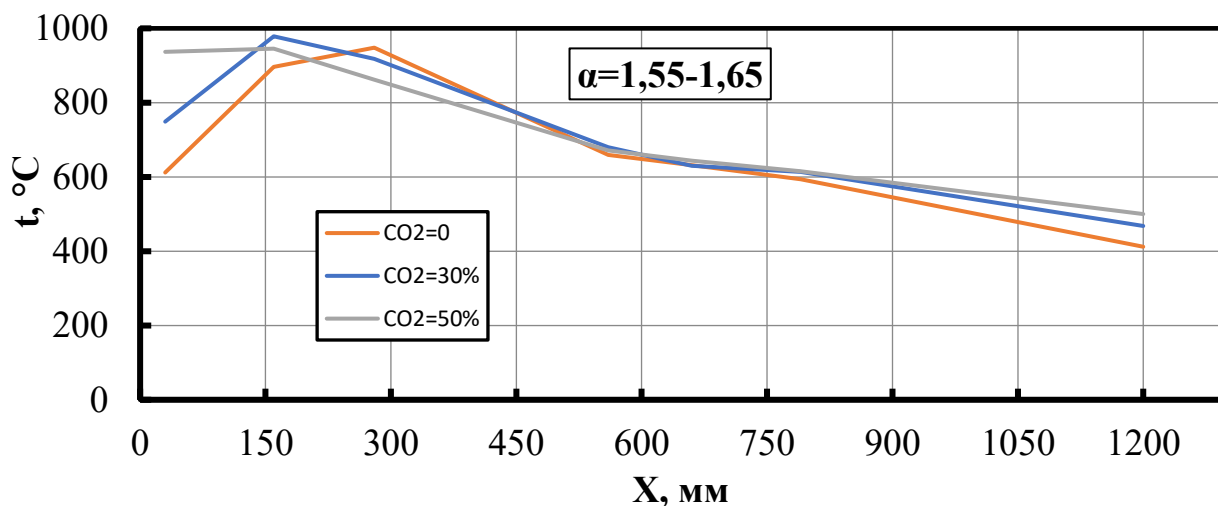
Температура горіння є одним із визначальних параметрів, який з однієї сторони є показником ефективності процесу, а з іншої – індикатором екологічної безпеки. З метою дослідження впливу додавання  $\text{CO}_2$  до метану на теплові характеристики процесу на рис. 3.6 подано залежності температури факела на осі жарової ділянки від коефіцієнта надлишку повітря. На графіках представлено результати для різних конфігурацій колектору – по три криві для кожного з двох діапазонів значень коефіцієнта надлишку повітря. Експериментальні вимірювання виконували як для спалювання природного газу, так і для його суміші з  $\text{CO}_2$ , що дало змогу оцінити вплив геометрії паливоподачі газоподавального колектору на інтенсифікацію горіння. Температуру факела та продуктів згоряння фіксували вздовж осі каналу футерованої вогнетривким матеріалом ділянки на відстанях 30, 160, 280, 560, 660, 790 та 1200 мм від паливних отворів СНС.

Аналіз представлених графіків, що демонструють температурні профілі для колектору  $d = 4$ , відносний крок 2,5, виявляє кілька ключових особливостей.

При відносно низькому коефіцієнті  $\alpha$  ( $\alpha = 1.26-1.28$ ) спостерігається нетипова ситуація: пікові температури для чистого метану та для "модульного біогазу" ( $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$ ) є приблизно рівними ( $943^\circ\text{C}$ ), і їхнє положення вздовж осі каналу практично збігається. Це суперечить класичним уявленням та даним чисельного моделювання, згідно з якими  $\text{CO}_2$  є інертним баластом. Завдяки своїй високій теплоємності та ефекту розбавлення реагентів, він мав би занижувати пікові температури, чого в даному експерименті не відбувається.



а)



б)

Рисунок 3.6 – Розподіл температури факела та продуктів спалювання вздовж осі каналу (X, мм) для паливорозподільчого колектору з  $d = 4$ , при  $S/d = 2,5$  при спалюванні сумішей  $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$  з різним вмістом  $\text{CO}_2$ : а) при  $\alpha = 1,26-1,28$ ; б) при  $\alpha = 1,55-1,65$

Відсутність очікуваного зниження температури свідчить про наявність потужного компенсуючого механізму, який, найімовірніше, має аеродинамічну природу. Можна припустити, що геометрія даного колектору краще підходить саме під паливо з вищою густиною, яким є біогаз. Додавання «важкого»  $\text{CO}_2$  до метану збільшує густину паливної суміші, що змінює співвідношення динамічних напорів (або імпульсів) між струменями палива та

окисника. Ймовірно, для біогазу це співвідношення стає більш сприятливим (оптимальнішим). Це призводить до інтенсифікації турбулентного перемішування на межі струменів, що прискорює горіння. Таким чином, аеродинамічне покращення процесу повністю компенсує теплофізичне погіршення від присутності  $\text{CO}_2$ .

Стосовно зазначених вище особливостей температурних характеристик слід згадати проведені раніше дослідження щодо впливу відносного кроку розміщення отворів на робочий процес СНС [73]. Експериментально встановлено визначальний вплив відносного кроку на концентрацію палива в зоні за стабілізатором (ніша, пілон). Крім того, важливим аспектом поведінки поганообтічних тіл, оптимізованих у якості стабілізаторів горіння є так званий процес автотурбулентності сумішеутворення в зоні зворотних струмів. Основні отримані раніше результати показують, що варіюванням відносного кроку можливо забезпечити концентраційні межі запалювання горючої суміші у широкому діапазоні режимних параметрів роботи стабілізатора. В загальному розумінні, система струменів палива при перпендикулярній подачі в потік окисника, що набігає, може існувати у визначеному діапазоні значень. Раніше встановлено, що при зменшенні кроку система дає можливість працювати для більш низькокалорійних палив, а при збільшенні – навпаки. Фактично, відносний крок  $\bar{S} = 2,5$  є мінімальним за якого працює система на природному газі, тоді як для природного газу рекомендоване значення більше 3,0. В результаті, дослідження підтверджує збагачення зони стабілізації факелу паливом при  $\bar{S} = 2,5$ , що збільшує значення хімічного недопалу та призводить до деякого зниження температури у факелі. З іншої сторони, реалізована геометрія паливорозподілу покращує автотурбулентність процесів в ЗЗС при спалюванні менш калорійного палива.

Ця гіпотеза знаходить своє підтвердження при переході до режиму з вищим коефіцієнтом  $\alpha$  ( $\alpha = 1.55-1.65$ ). Тут картина кардинально змінюється: пік температури для чистого метану виявляється "відтягнутим" (зміщується далі від пальника), тоді як піки для біогазу залишаються стабілізованими

ближче до отворів. Це пояснюється тим, що при високому  $\alpha$  різко зростає витрата та швидкість повітря (окисника). Потужний потік повітря "здуває" і "відтягує" фронт полум'я чистого метану, який має відносно низький динамічний напір. Натомість, струмінь біогазу має суттєво вищий динамічний напір і краще "пробиває" потік повітря, утворюючи струміневий екран, який стабілізує факел.

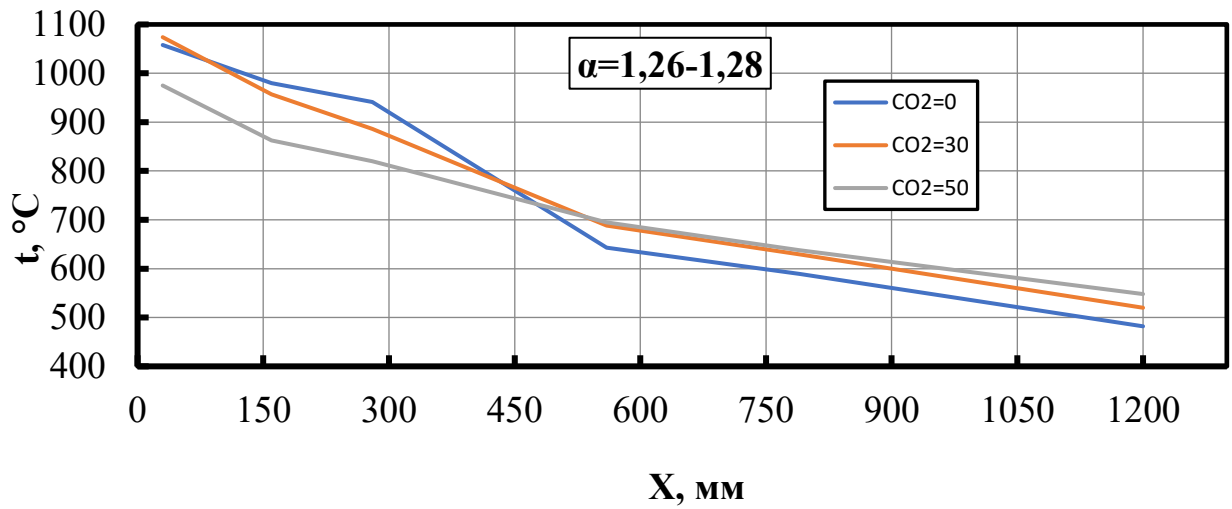
Водночас у "хвості" факела ( $X > 750$  мм) картина стабільна для обох режимів: продукти згоряння чистого метану охолоджуються інтенсивніше, маючи найнижчу температуру на виході, тоді як суміші з  $\text{CO}_2$  (особливо 50 %) підтримують вищу температуру. Це свідчить про зміну характеру теплообміну внаслідок додавання баластного газу. Ефект пояснюється суттєвим зростанням масової витрати продуктів згоряння, що збільшує теплову інерцію потоку: через більшу масу та швидкість газу мають менший час перебування в зоні теплообміну і повільніше охолоджуються, що корелюється [74,75]. Крім того, додавання значного об'єму  $\text{CO}_2$  (наприклад, 50% до палива) збільшує загальний об'єм продуктів згоряння. Це, у свою чергу, підвищує швидкість руху газового потоку через футерований канал, що зменшує час перебування продуктів згоряння в зоні активного теплообміну. В результаті відхідні газу просто не встигають охолонути так само сильно, як продукти згоряння чистого метану.

### 3.3.2 Результати вимірювання температур при $\bar{S} = 3,0$

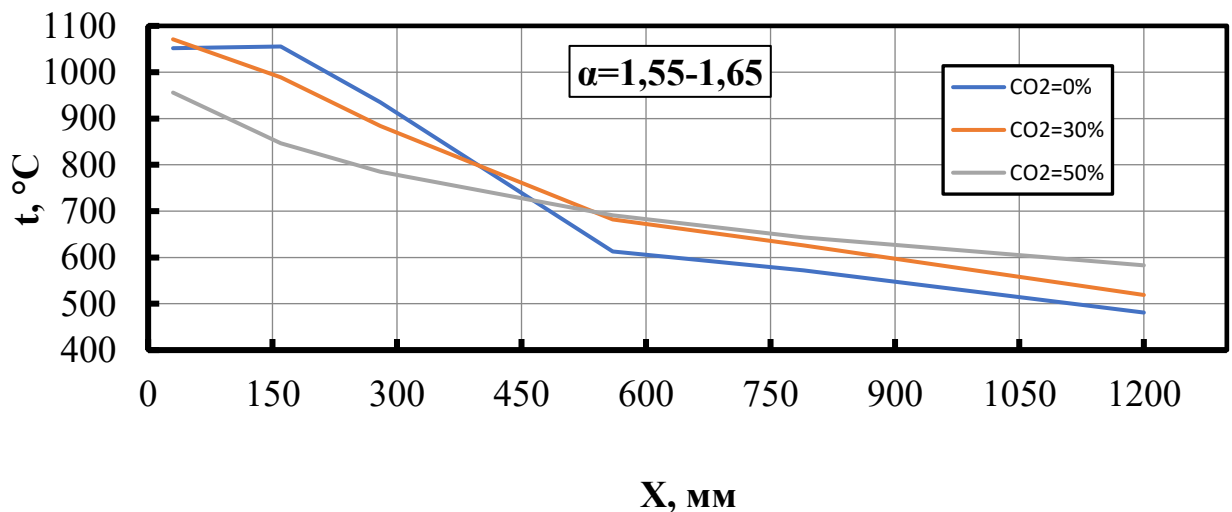
Для газоподавального колектора зі збільшеним відносним кроком ( $S/d=3,0$ ,  $d=4,0$  мм), представленого на рис. 3.7, температурні профілі демонструють іншу поведінку порівняно з  $S/d=2,5$ .

По-перше, в режимі  $\alpha=1.26-1.28$  (рис. 3.6, а) пікові температури не є рівними. На відміну від  $S/d=2,5$ , тут чітко видно теплофізичний вплив баласту: суміш із 50%  $\text{CO}_2$  (сіра лінія) має найнижчий пік ( $\approx 970^\circ\text{C}$ ), тоді як 30%  $\text{CO}_2$  (помаранчева лінія) та чистий метан (синя лінія) мають значно вищі піки

(близько 1080°C та 1060°C відповідно). Це свідчить про те, що аеродинамічна компенсація для цього кроку є менш ефективною.



a)



б)

Рисунок 3.7 – Розподіл температури факела та продуктів спалювання вздовж осі каналу (X, мм) для паливорозподільчого колектору з  $d=4,0$ , при  $S/d=3$  при спалюванні сумішей  $\text{CH}_4+\text{CO}_2$  з різним вмістом  $\text{CO}_2$ : а)  $\alpha=1,26-1,28$ ; б)  $\alpha=1,55-1,65$

По-друге, в режимі зі збідненою сумішшю ( $\alpha=1.55-1.65$ , рис. 3.7, б) ми бачимо протилежну картину до  $S/d=2,5$ . Тут факел чистого метану (синя лінія) не "відтягується". Навпаки, він демонструє найвищу пікову температуру

( $\approx 1070^{\circ}\text{C}$ ) і стабільно горить біля отворів, тоді як суміші з  $\text{CO}_2$  очікувано мають нижчі температури.

Це пояснюється саме зміною геометрії: при переході до  $S/d=3,0$  (при незмінних габаритах пальника) кількість отворів на колекторі зменшилась. Для збереження тієї ж теплової потужності, витрата палива через кожен окремий отвір зросла, що призвело до збільшення швидкості та динамічного напору метанового струменя.

Якщо при  $S/d=2,5$  слабкий, низькошвидкісний струмінь метану "здувало" потужним потоком повітря, то при  $S/d=3$  сильніший, високошвидкісний струмінь здатен чинити опір цьому потоку. Фактично, маємо збільшення зони ЗЗС за рахунок струміневого екрану який виконує роль стабілізатору полум'я, у той час коли при зменшенні кроку розташування отворів ЗЗС мінімізується і залишається локально розміщена за стабілізатором полум'я. Крім того, збільшення кроку ( $S$ ) фізично збільшило простір між струменями, дозволивши повітрю (окиснику) краще проникати в цю область, що інтенсифікувало турбулентне перемішування. Ця комбінація (сильніший струмінь та краще перемішування) і забезпечила надійну стабілізацію та високу температуру горіння метану.

Особливий інтерес становить робочий режим  $\alpha=1.19$  (рис. 3.8). У цих умовах суміш із 30%  $\text{CO}_2$  (помаранчева лінія) досягає найвищої пікової температури ( $\approx 1090^{\circ}\text{C}$ ), навіть перевершуючи чистий метан ( $\approx 1060^{\circ}\text{C}$ ). Це випадок, коли аеродинамічний ефект від додавання  $\text{CO}_2$  (ймовірно, покращене перемішування) призвів до інтенсифікації горіння, яка перевершила теплофізичний недолік баласту.

Поведінка у "хвості" факела ( $X > 750$  мм) залишається повністю аналогічною до колектора  $S/d=2,5$ . На всіх трьох графіках для  $S/d=3,0$  природний газ (синя лінія) охолоджується найшвидше, тоді як суміші з  $\text{CO}_2$  стабільно утримують вищу температуру на виході. Це знову підтверджує гіпотезу про погіршення теплообміну через вищу теплоємність  $\text{CO}_2$  та вищу швидкість газів.

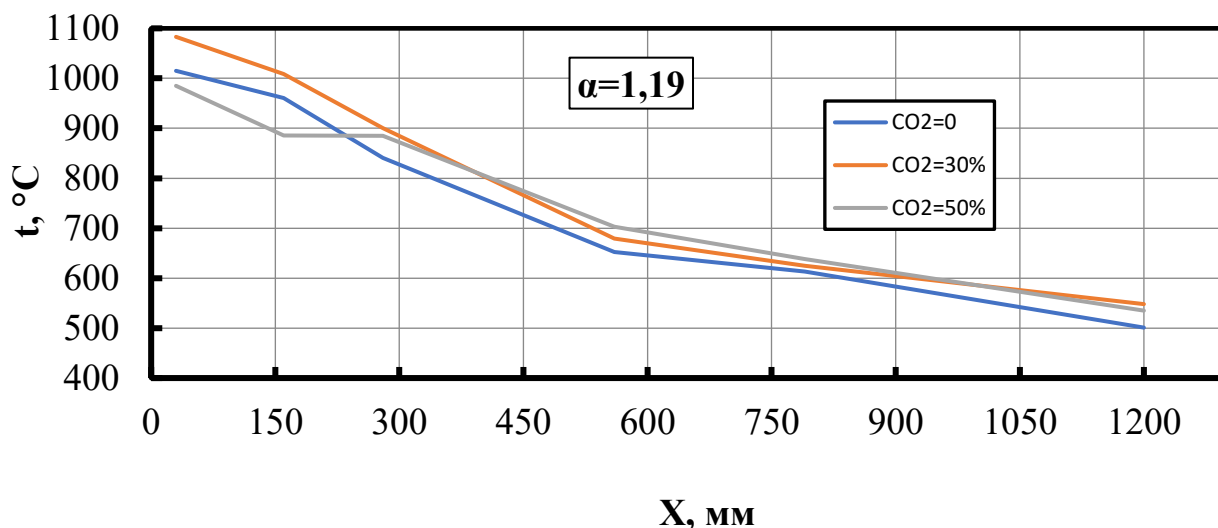


Рисунок 3.8 – Розподіл температури факела та продуктів спалювання вздовж осі каналу ( $X$ , мм) для паливорозподільчого колектору з  $d=4,0$ , при  $S/d=3$ ,  $\alpha=1,19$  при спалюванні сумішей  $\text{CH}_4+\text{CO}_2$

### 3.3.3 Результати вимірювання температур при $\bar{S} = 3,5$

При переході до колектора з найбільшим відносним кроком, у відповідності до плану проведення експерименту ( $S/d = 3,5$ ,  $d=4,0$  мм), представленого на рис. 3.9, спостерігаються кардинальні зміни в характері горіння.

На обох графіках ( $\alpha = 1,15$  та  $\alpha = 1,25$  рис. 3.9, а та б) профіль чистого метану (синя лінія,  $\text{CO}_2=0\%$ ) чітко "відірваний" від отворів: його температура починається відносно низько ( $\approx 850^\circ\text{C}$ ), а потім різко досягає піку ( $\alpha = 1080-1090^\circ\text{C}$ ) на відстані  $X=160$  мм, після чого стрімко охолоджується, маючи найнижчу температуру у хвості факела.

Навпаки, суміші з  $\text{CO}_2$  (помаранчева та сіра лінії) демонструють негайну стабілізацію полум'я, фіксуючи найвищі температури безпосередньо біля отворів ( $X=30$  мм). Особливо показовим є режим  $\alpha = 1,25$ , де суміш із 30%  $\text{CO}_2$  досягає найвищої пікової температури  $\approx 1100^\circ\text{C}$  серед усіх варіантів палива. Це свідчить про те, що для  $S/d=3,5$  ефект аеродинамічної інтенсифікації (коли покращене перемішування долає теплофізичний недолік  $\text{CO}_2$ ) не просто повторюється, але є значно більш вираженим.

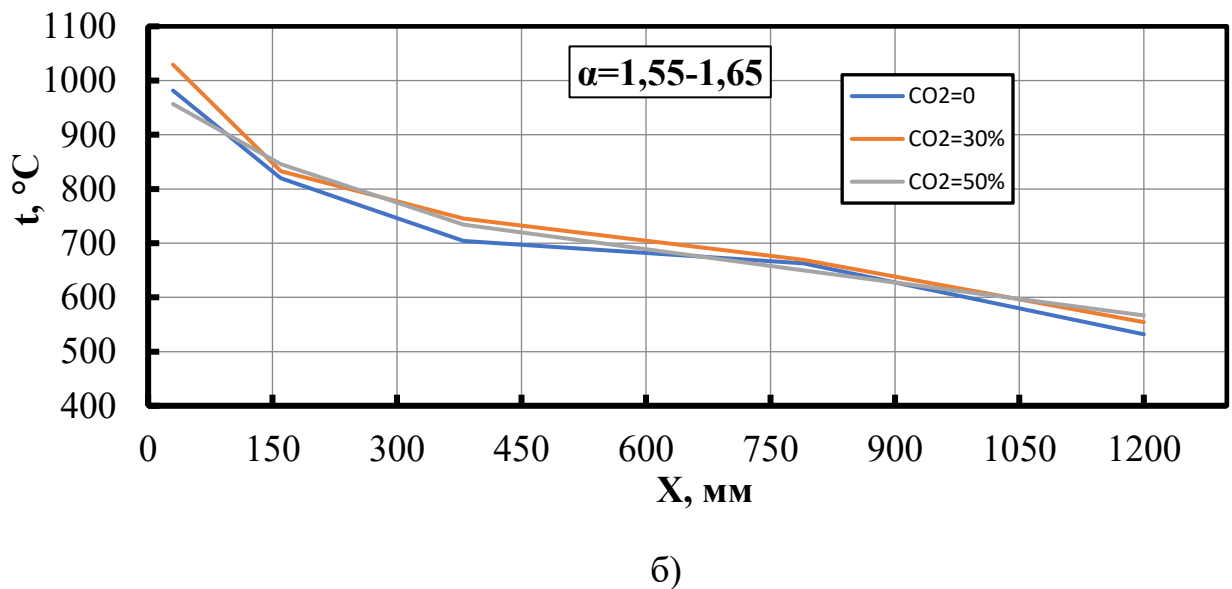
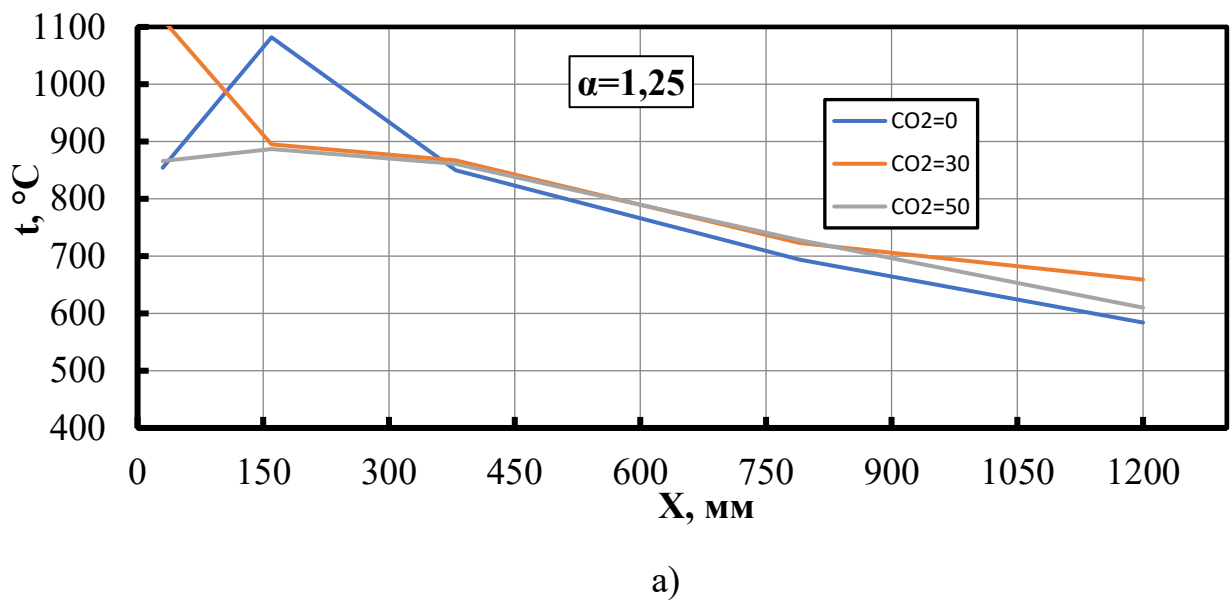


Рисунок 3.9 – Розподіл температури факела та продуктів спалювання вздовж осі каналу ( $X$ , мм) для паливорозподільчого колектору з  $d = 4,0$ , при  $S/d = 3,5$  при спалюванні сумішей  $\text{CH}_4 + \text{CO}_2$  з різним вмістом  $\text{CO}_2$ : а) при  $\alpha = 1,25$ ; б) при  $\alpha = 1,55 - 1,65$

Однак, при переході до режиму  $\alpha = 1,15$  (рис 3.10), ця тенденція кардинально змінюється. Тут вже чистий метан (синя лінія) "традиційно" демонструє найвищу пікову температуру (близько  $1080^\circ\text{C}$ ).

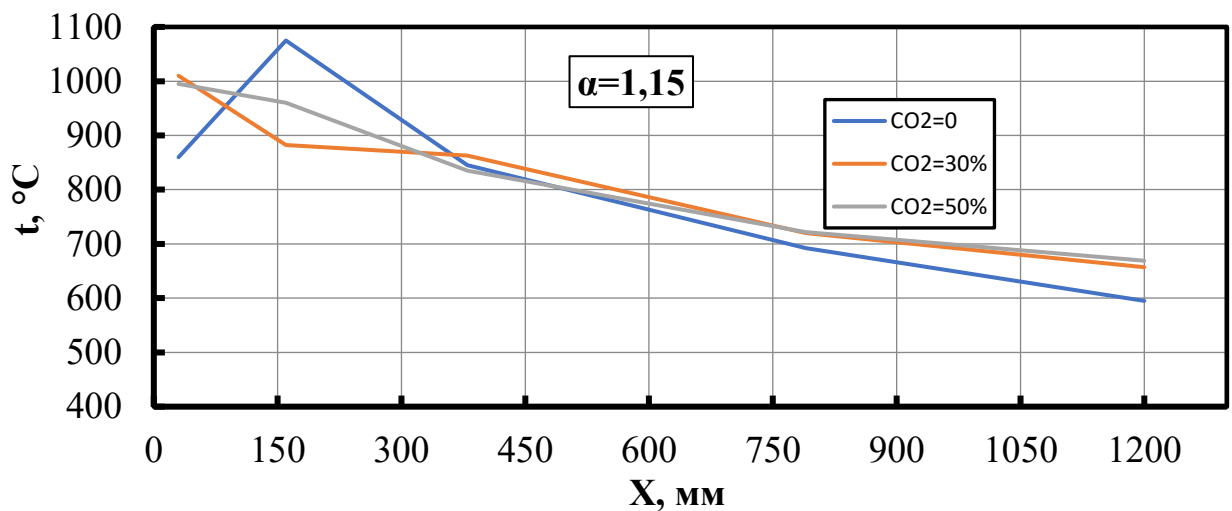


Рисунок 3.10 – Розподіл температури факела та продуктів спалювання вздовж осі каналу (X, мм) для паливорозподільного колектору з  $d=4,0$ , при  $S/d=3,5$ ,  $\alpha=1,15$  при спалюванні сумішшю  $\text{CH}_4+\text{CO}_2$

Причину такого зворотного ефекту (зниження температури для біогазу при  $\alpha=1,15$ ) можна пояснити наступним чином: хоча  $\text{CO}_2$  і не бере участі в окисленні, його фізична присутність у паливній суміші погіршує процес окиснення палива. Він діє як фізичний бар'єр, що перешкоджає кисню якісно змішуватись з метаном. Поки надлишок повітря був більшим (як при  $\alpha=1,25$ ), цей негативний ефект нівелювався достатньою кількістю  $\text{O}_2$ . Однак, по мірі наближення до стехіометричних умов ( $\alpha=1,15$ ), коли кисень стає дефіцитним, цей негативний ефект блокування посилюється і починає домінувати над аеродинамічними перевагами.

В режимі зі збідненою сумішшю ( $\alpha=1,5-1,6$ , рис. 3.9), проглядається знайома картина охолодження. Тут чистий метан (синя лінія), хоч і має високу температуру біля отвору ( $X=30$  мм,  $=960^\circ\text{C}$ ), охолоджується миттєво і найшвидше, вже на  $X=160$  мм маючи найнижчу температуру з усіх ( $\approx 830^\circ\text{C}$ ). І навпаки, суміші з  $\text{CO}_2$  (помаранчева та сіра), стартуючи з високих температур ( $1030^\circ\text{C}$  та  $990^\circ\text{C}$ ), охолоджуються значно повільніше і підтримують вищу температуру по всій довжині.

При цьому поведінка у "хвості" факела ( $X > 750$  мм) залишається універсальною для всіх трьох досліджених колекторів. На всіх графіках для  $S/d=3,5$  чистий метан (синя лінія) незмінно охолоджується найшвидше і має найнижчу температуру на виході. Суміші з  $\text{CO}_2$  (помаранчева та сіра) стабільно "утримують" вищу температуру, що вкотре підтверджує гіпотезу про погіршення теплообміну через вищу теплоємність  $\text{CO}_2$  та менший час перебування газів у каналі.

### 3.4 Аналіз впливу вмісту $\text{CO}_2$ в паливі та геометрії стабілізатора на довжину факелу

Щодо аналізу довжини факелу слід зазначити, що для більш збагаченої суміші довжина схожа, а для збідненої факел дещо зтягується при баластуванні.

Для оцінки довжини факела пропонується критеріальна залежність вигляду [71]:

$$\left( \frac{X}{B_{ct}} \right)_{0,99} = \frac{0,041}{\alpha A_x K_f (1 + K_f)} \left( \frac{L_0}{\theta_n} \right)^{(0,32 \cdot C_{\text{CO}_2} + 0,89)} \quad (3.10)$$

Де  $A_x$  – коефіцієнт лобового опору пальника,  $A_x=1,44$  (для дослідного зразка);

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря

$L_0$ -ваговий стехіометричний коефіцієнт кг палива на кг окисника, для природного газу становить 15,76, для суміші з  $\text{CO}_2$  30% по об'єму становить 10,68 та 8,86 відповідно для суміші 50/50;

$K_f$  – коефіцієнт затінення прохідного перетину пальника

Параметр  $\Theta = T_p/273$  враховує вплив температури дуттьового повітря на пальнику;

$C_{\text{CO}_2}$ -об'ємна концентрація  $\text{CO}_2$  в горючій суміші в долях.

### 3.5 Дослідження емісійних характеристик CO та NO<sub>x</sub> при зміні геометричних та режимних параметрів стабілізатору полум'я

#### 3.5.1 Емісійні характеристики стабілізатору при $\bar{S} = 2,5$

На рисунку 3.11 представлено залежність концентрації оксидів азоту (NO<sub>x</sub>, ppm) від коефіцієнта надлишку повітря ( $\alpha_\Sigma$ ) для колектора з параметрами  $d = 4,0$  мм та  $S = 2,5$ . Криві ілюструють емісійні характеристики при спалюванні чистого природного газу (CO<sub>2</sub> = 0%) та його сумішей з об'ємними частками CO<sub>2</sub> 30% та 50%.

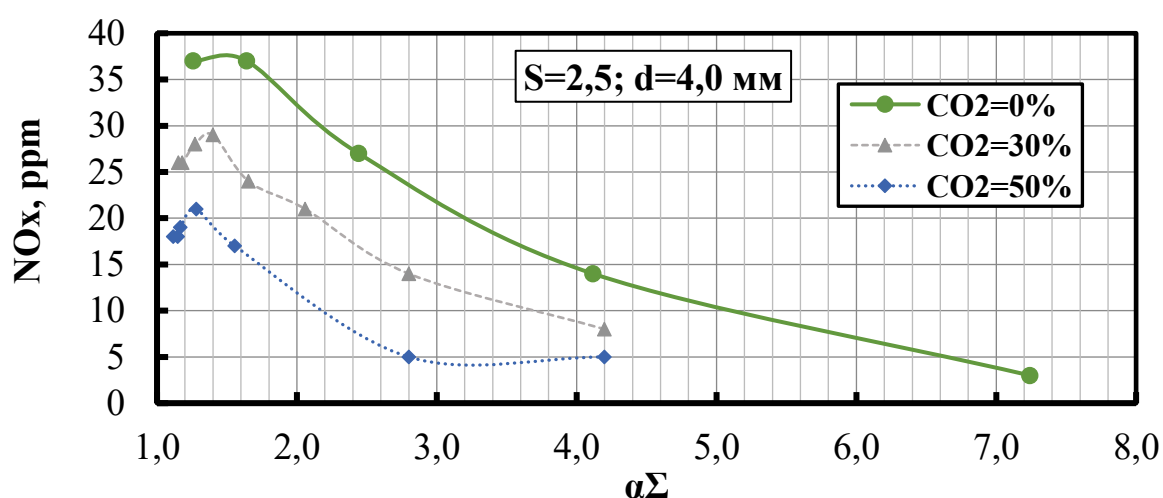


Рисунок 3.11 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_\Sigma$  та вмісту CO<sub>2</sub> у паливі на емісійні характеристики NO<sub>x</sub> (колектор  $S=2,5$ ,  $d=4,0$  мм,  $N=10$  кВт)

З рисунка видно, що для всіх трьох видів палива концентрація оксидів азоту має яскраво виражений екстремум (пік) в області бідних сумішей, близьких до стехіометричних (при  $\alpha_\Sigma = 1,2-1,6$ ). Після досягнення цього піку, подальше збіднення суміші (збільшення  $\alpha_\Sigma$  призводить до монотонного зниження емісії NO<sub>x</sub> у всьому досліджуваному діапазоні.

Істотне зниження пікових викидів NO<sub>x</sub>, спричинене додаванням CO<sub>2</sub>, відповідає результатам досліджень, наведеним у розділі 1. Слід зазначити, що для чистого природного газу (CO<sub>2</sub> = 0%) максимальна концентрація є найвищою і становить 37 ppm (при  $\alpha_\Sigma = 1,26$ , та 1,64). Додавання 30% CO<sub>2</sub> знижує цей пік до 29 ppm (при  $\alpha_\Sigma = 1,4$ ), а для суміші з 50% CO<sub>2</sub> максимальна

емісія падає до 21 ppm (при  $\alpha_{\Sigma}=1,3$ ). Таким чином, 50%  $\text{CO}_2$  в паливі зменшує пікові викиди  $\text{NO}_x$  більше ніж на 40% порівняно з чистим газом.

Для більш повної картини емісійних процесів, розглянемо паралельно графік характеристик CO рис. 3.12, що дозволить співставити ключові точки обох залежностей. Сумісний аналіз показує класичний емісійний компроміс: зона пікових температур ( $\alpha_{\Sigma}=1,3-1,7$ ), де фіксується максимум  $\text{NO}_x$ , водночас відповідає мінімуму CO, оскільки висока температура сприяє повному вигорянню палива.

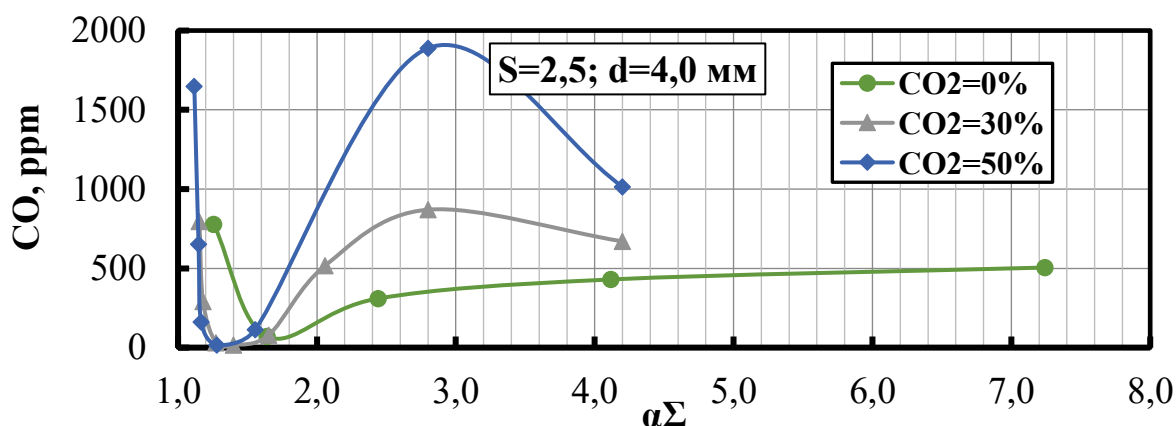


Рисунок 3.12 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_{\Sigma}$  та вмісту  $\text{CO}_2$  у паливі на емісійні характеристики CO (колектор  $S=2,5$ ,  $d=4,0$  мм,  $N=10$  кВт)

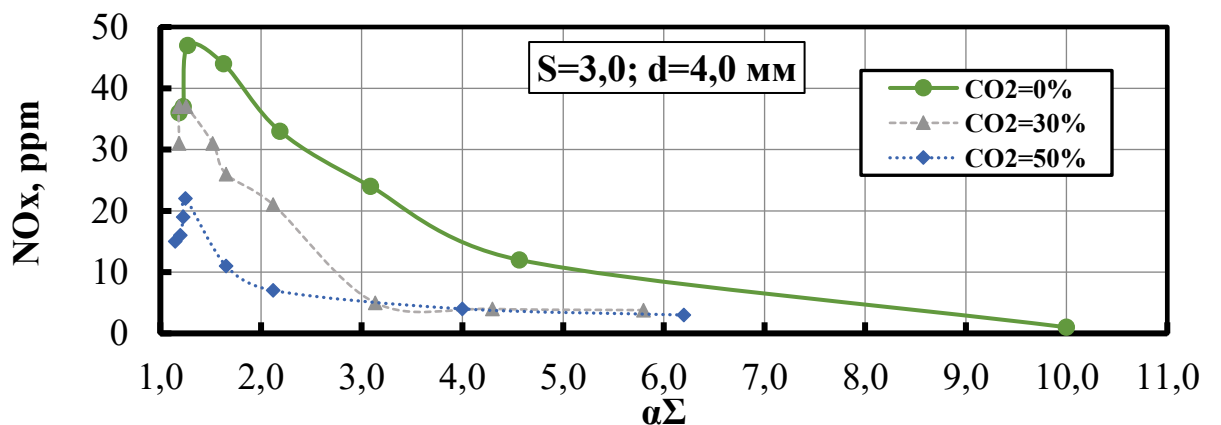
Однак при подальшому збідненні суміші ( $\alpha_{\Sigma} > 1,8$ ), коли температура падає, викиди  $\text{NO}_x$  успішно знижуються, але починається зростання недопалу (CO).

Саме тут  $\text{CO}_2$  відіграє вирішальну роль. Для чистого метану зростання CO є дуже плавним, що залишає широке "вікно" оптимальної роботи, де і  $\text{NO}_x$ , і CO є низькими. Натомість, для сумішей з  $\text{CO}_2$ , баластний ефект і додаткове зниження температури призводять до різкого, вибухового зростання CO. Це свідчить про більш швидке наближення до межі зриву полум'я. Таким чином, хоча  $\text{CO}_2$  вирішує проблему  $\text{NO}_x$  (знижуючи пік), він створює гостру проблему недопалу, радикально звужуючи діапазон стабільної та ефективної роботи пальника.

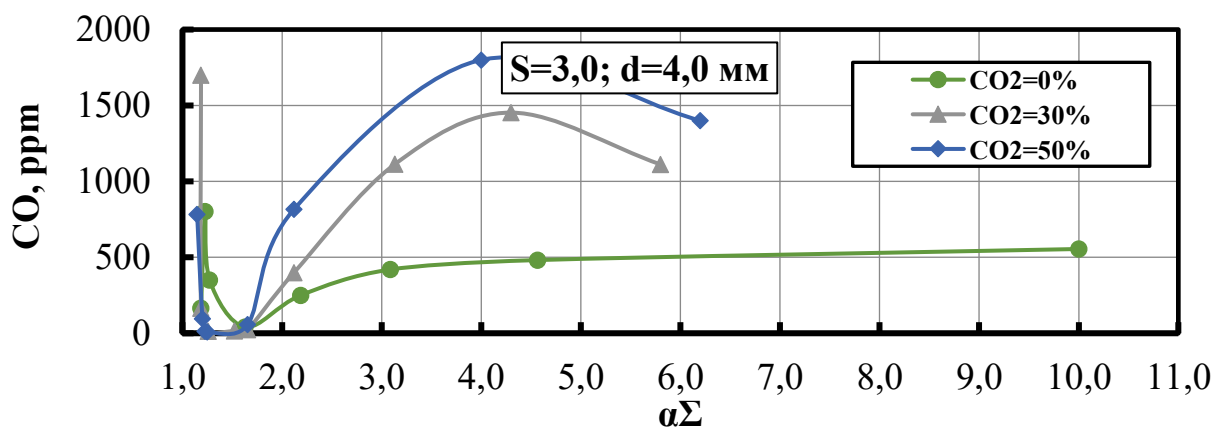
Загалом, аналізуючи роботу даного газового колектора, можна сказати: незважаючи на те, що він показує кращі емісійні показники для модульного біогазу (порівняно з природним газом) у робочому режимі, даний колектор все ще не забезпечує стабільної роботи пальника даному режимі ( $\alpha\Sigma = 1,1-1,2$ ).

### 3.5.2 Емісійні характеристики стабізатору при $\bar{S} = 3,0$

Для колектора  $S=3,0$ ,  $d=4,0$  мм сумісний аналіз емісій  $\text{NO}_x$  та  $\text{CO}$  (рис. 3.13) виявляє ключові тенденції.



а)



б)

Рисунок 3.13 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha\Sigma$  та вмісту  $\text{CO}_2$  у паливі на емісійні характеристики: а)  $\text{NO}_x$ ; б)  $\text{CO}$  (колектор  $S=3$ ,  $d=4,0$  мм,  $N=10$  кВт)

У цільовому робочому режимі ( $\alpha\Sigma \approx 1,15-1,3$ ) спостерігається класичний компроміс: концентрація  $\text{NO}_x$  знаходиться на своєму максимумі (до  $\approx 47$  ppm

для чистого метану), тоді як викиди CO різко знижуються з дуже високих значень (недопалу), прямуючи до свого мінімуму, який знаходиться при  $(\alpha\Sigma) \approx 1,15-1,65$ .

Слід відзначити також поведінку даного колектору цільовому робочому режимі  $(\alpha\Sigma) 1,15-1,3$ . Порівняно з колектором  $S=2,5$ , даний варіант демонструє кращий компроміс між NOx та CO у цьому діапазоні, що свідчить про дещо кращу організацію горіння.

Так, для чистого природного газу при  $(\alpha\Sigma) = 1.26-1,27$ :

- Колектор  $S=2,5$ : NOx = 37 ppm, CO = 778 ppm.
- Колектор  $S=3$ : NOx = 47 ppm, CO = 350 ppm.

Тобто, незначне збільшення NO<sub>x</sub> (на 10 ppm) супроводжується значним (більш ніж у 2 рази) зниженням недопалу (CO). Дуже близька тенденція покращеного горіння в цьому діапазоні спостерігається і для сумішей з CO<sub>2</sub>.

При баластуванні палива газом CO<sub>2</sub> спостерігається подвійний ефект. З одного боку, додавання CO<sub>2</sub> дуже ефективно знижує пікові викиди NOx. Якщо порівнювати з колектором  $S=2,5$ , то хоча  $S=3$  має вищий базовий пік NOx ( $\approx 47$  ppm проти  $\approx 37$  ppm), зниження викидів NOx при додаванні 50% CO<sub>2</sub> є більш значним: абсолютне падіння становить  $\approx 25$  ppm (проти  $\approx 16$  ppm для  $S=2,5$ ), а відносне –  $\approx 53\%$  (проти  $\approx 43\%$ ).

З іншого боку, додавання CO<sub>2</sub> також сильно погіршує повноту згорання у бідній зоні ( $\alpha\Sigma > 2,0$ ), призводячи до "вибухового" зростання CO. Порівняно з колектором  $S=2,5$ , максимальні викиди CO для 50% CO<sub>2</sub> є схожими ( $\approx 1800-1900$  ppm), однак для 30% CO<sub>2</sub> колектор  $S=3$  показує себе гірше (пік  $\approx 1450$  ppm проти  $\approx 900$  ppm). При цьому, для колектора  $S=3$  ці піки недопалу (що вказують на межу зриву горіння) зміщені в бік значно більших коефіцієнтів надлишку повітря ( $\approx 4,0-4,5$ ) порівняно з  $S=2,5$  (де пік був при  $\approx 2.8$ ).

Резюмуючи можна стверджувати що даний колектор є кращим варіантом в порівнянні з попереднім враховуючи всі плюси про які йшлося вище. Також потрібно додати що він забезпечує стабільну роботу пальникового пристрою на робочих режимах, хоча з дещо високим недопалом

( $\text{CO} > 100$  ppm для  $\alpha\Sigma = 1,2-1,5$ ). Найкращі результати газового аналізу в робочому режимі на даному пальнику, а також найширший діапазон ефективної роботи, були зафіксовані при спалюванні газу з 50%  $\text{CO}_2$ .

### 3.5.3 Емісійні характеристики стабізатору при $\bar{S} = 3,5$

На відміну від попередніх варіантів, колектор  $S=3,5$ ,  $d=4,0$  мм демонструє кардинально іншу картину емісійних характеристик (рис. 3.14), як впливає із сумісного аналізу  $\text{NO}_x$  та  $\text{CO}$ , особливо в цільовому робочому режимі ( $\alpha\Sigma = 1,1-1,2$ ).

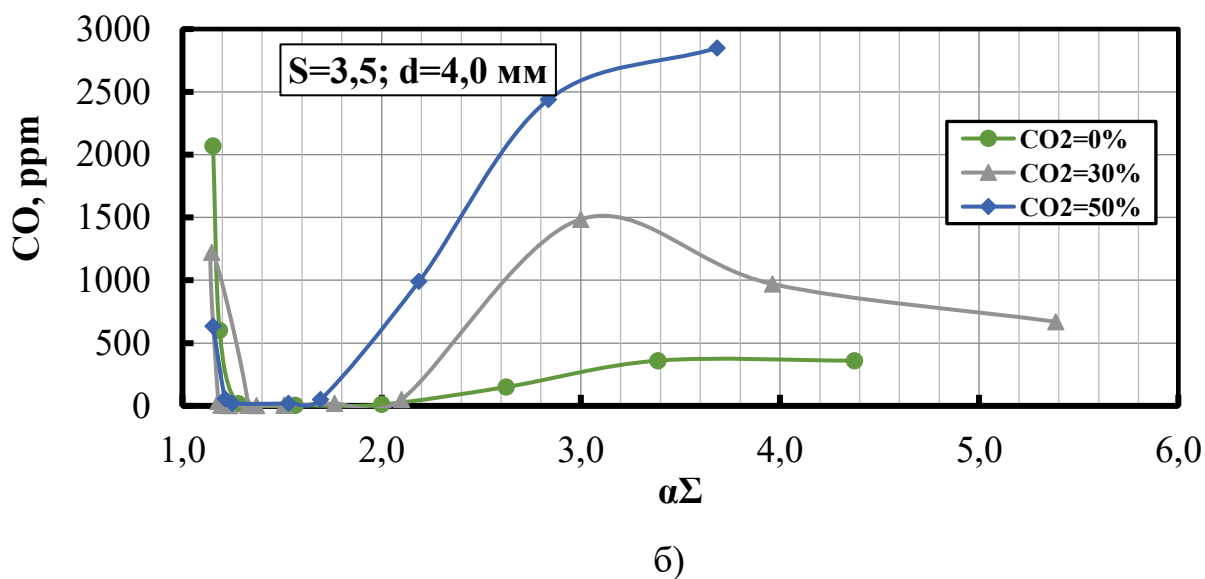
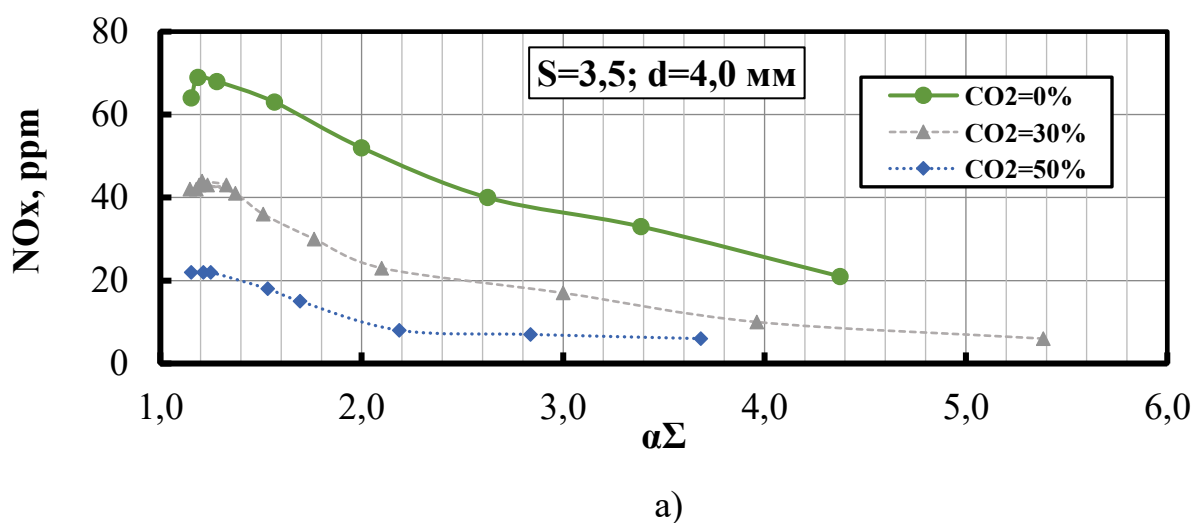


Рисунок 3.14 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha\Sigma$  та вмісту  $\text{CO}_2$  у паливі на емісійні характеристики: а)  $\text{NO}_x$ ; б)  $\text{CO}$  (колектор  $S=3,5$ ,  $d=4,0$  мм,  $N=10$  кВт).

У цьому діапазоні поведінка колектора  $\bar{S} = 3,5$  критично залежить від складу палива. Для чистого метану він демонструє найгірші показники: одночасно піковий  $\text{NO}_x$  ( 69 ppm) і високий недопал  $\text{CO}$  ( 600 ppm ,при ( $\alpha\Sigma = 1.19$ ) ,однак всерівно краще ні в попередньому варіанті колектора.

Слід відзначити поведінку даного колектора при роботі на модульному біогазі. Порівняно з колектором  $\bar{S} = 3,0$ , даний варіант ( $\bar{S} = 3,5$ ) демонструє кардинально кращий (і єдиний прийнятний) компроміс для сумішей з  $\text{CO}_2$ .

Так, для 30%  $\text{CO}_2$  при  $\alpha\Sigma \approx 1,2$ :

- Колектор  $S=3,0$ :  $\text{NO}_x = 37$  ppm,  $\text{CO} = 165$  ppm (високий недопал).
- Колектор  $S=3,5$   $\text{NO}_x = 43$  ppm,  $\text{CO} = 5$  ppm ( ідеальне згоряння).

Для 50%  $\text{CO}_2$  при  $\alpha\Sigma \approx 1,2$ :

- Колектор  $S=3,0$   $\text{NO}_x = 16$  ppm,  $\text{CO} = 96$  ppm (помітний недопал).
- Колектор  $S=3,5$   $\text{NO}_x = 22$  ppm,  $\text{CO} = 56$  ppm (невеликий недопал).

Таким чином, хоч колектор  $S=3,5$  і показує дещо вищий рівень  $\text{NO}_x$  для біогазу (на 6 ppm), він забезпечує кардинально краще (майже ідеальне) вигорання в цільовому режимі, чого не вдалося досягти попереднім версіям.

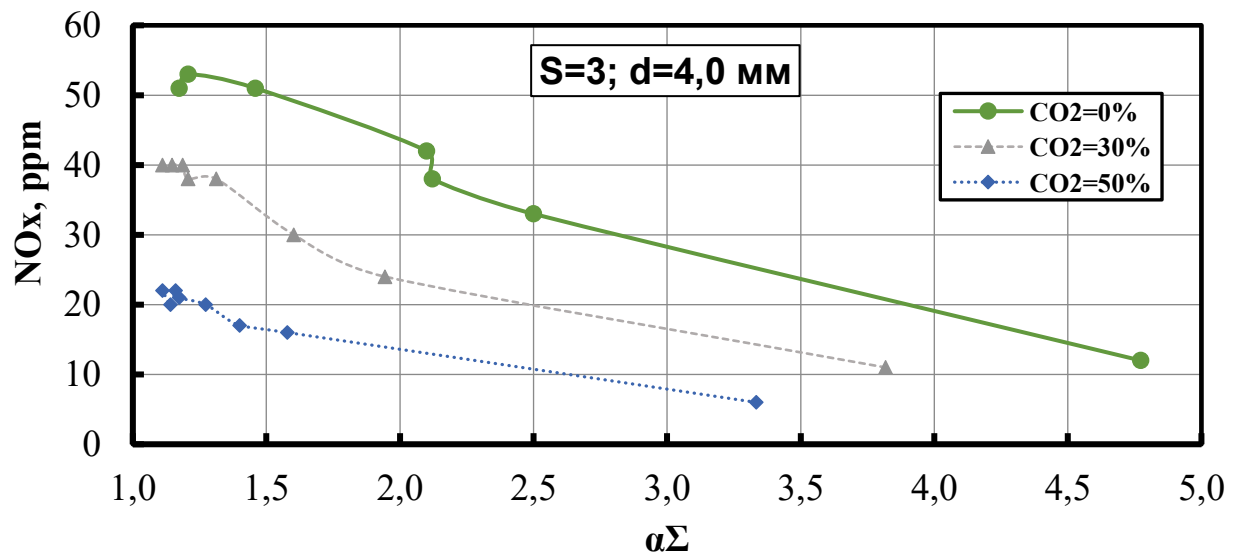
При баластуванні  $\text{CO}_2$  ефект зниження пікових  $\text{NO}_x$  також виражений. Хоча  $S=3,5$  має набагато вищий базовий пік  $\text{NO}_x$  при спалюванні природного газу (69 ppm проти 47 ppm у  $S=3$ ), зниження викидів при додаванні 50%  $\text{CO}_2$  є ще більш значним: абсолютне падіння становить 47 ppm, а відносне –68%.

З іншого боку, у бідній зоні ( $\alpha\Sigma > 2,0$ ) колектор  $S=3,5$  показує себе дещо гірше, ніж  $S=3$ . Піки  $\text{CO}$  (межа зриву) для нього є вищими (напр., 2800 ppm для 50%  $\text{CO}_2$  проти 1800 ppm) і досягаються при менших  $\alpha\Sigma$  (3,0–3,8 проти 4,0–4,5), що свідчить про трішки вужчий діапазон стабільної *бідної* роботи в умовах бідної суміші.

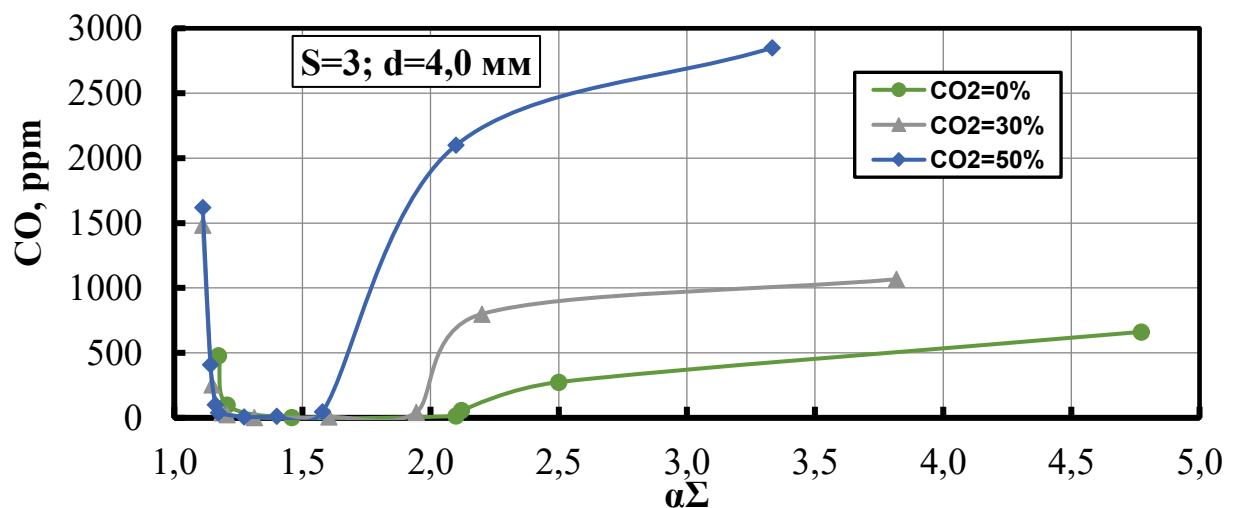
Резюмуючи, колектор  $S=3,5$  демонструє себе як кращий варіант для спалювання всіх розглянутих типів палива, проте особливо ефективним він виявився для біогазу. Його ключова перевага полягає у здатності (на відміну від  $S=3,0$  та  $S=2,5$ ) забезпечити стабільне та майже повне згоряння у цільовому робочому режимі. Ця унікальна перевага для біогазу нівелює його недоліки, такі як гірша стабільність на бідних сумішах.

### 3.6. Вплив теплонапруженості факелу на емісійні показники стабілізатору

Проведений аналіз показує, що підвищення теплової потужності пальника  $S = 3$  з 10 кВт до 15 кВт (рис. 3.15) суттєво впливає на перебіг процесу згоряння, особливо в діапазоні коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha\Sigma = 1,2-2,0$ .



а)



б)

Рисунок 3.15 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha\Sigma$  та вмісту  $\text{CO}_2$  у паливі на емісійні характеристики: а)  $\text{NO}_x$ ; б)  $\text{CO}$  (колектор  $S=3$ ,  $d=4,0$  мм,  $N=15$  кВт)

В інтервалі  $\alpha\Sigma = 1,2\text{--}2,0$  спостерігається істотне (фактично кратне) зниження концентрації оксиду вуглецю при незначному зростанні концентрації оксидів азоту, що не перевищує 10 ppm. Зазначене форсування високонагрітої зони відповідає підвищенню теплонапруженості топкового простору зі 140 до 220 кВт/м<sup>3</sup>.

Для природного газу в діапазоні  $\alpha\Sigma = 1,2\text{--}1,6$  концентрація CO при потужності 15 кВт становить 14–98 ppm, що у 4–10 разів менше порівняно з відповідними режимами роботи при 10 кВт. При цьому концентрація NO<sub>x</sub> або залишається практично незмінною, або зростає незначно – максимальна різниця становить близько 30 %. Такий результат є прийнятним компромісом між зменшенням недопалу та помірним підвищенням утворення NO<sub>x</sub>.

При додаванні 30 % CO<sub>2</sub> до природного газу спостерігається аналогічна тенденція: у тому ж діапазоні  $\alpha\Sigma$  фіксується зниження концентрації CO щонайменше у 4 рази, тоді як приріст NO<sub>x</sub> не перевищує 7 % на всьому дослідженому проміжку. Це свідчить про стабільну роботу пальника та ефективне згоряння навіть за наявності значної частки інертного компонента.

При збільшенні частки CO<sub>2</sub> до 50 % зміни у складі продуктів згоряння стають менш вираженими. Хоча тенденція до зниження концентрації CO зі зростанням потужності зберігається, величина ефекту є помітно слабшою, ніж для суміші з 30 % CO<sub>2</sub>. Загальні рівні викидів CO та NO<sub>x</sub> залишаються близькими до показників, отриманих при роботі пальника на меншій потужності. Водночас відмічається покращення стабільності горіння та розширення діапазону ефективної роботи пальника в області  $1,1 < \alpha\Sigma < 1,2$ . Зокрема, для потужності 10 кВт при  $\alpha\Sigma = 1,15$  зафіксовано CO = 784 ppm і NO<sub>x</sub> = 15 ppm, тоді як для 15 кВт при  $\alpha\Sigma = 1,14$  – CO = 409 ppm і NO<sub>x</sub> = 20 ppm. Це підтверджує позитивний вплив збільшення потужності на повноту згоряння навіть для палива з високим вмістом CO<sub>2</sub>.

З іншого боку, у бідній зоні ( $\alpha\Sigma > 2,0$ ) збільшення потужності до 15 кВт погіршило ситуацію для колектора S=3. Піки CO (межа зриву) для 30% і 50%

CO<sub>2</sub> настають раніше (при  $\alpha\Sigma = 3,4\text{--}3,8$  проти  $\alpha\Sigma = 4,0\text{--}4,5$  при 10 кВт), що свідчить про вузький діапазон стабільної роботи на біднішій суміші.

Отже, можна стверджувати, що при підвищенні потужності до 15 кВт колектор  $S = 3$  забезпечує загалом більш ефективну та стабільну роботу для всіх типів палива, хоча для сумішей з CO<sub>2</sub> спостерігається деяке звуження діапазону стійкого горіння бідніших сумішей.

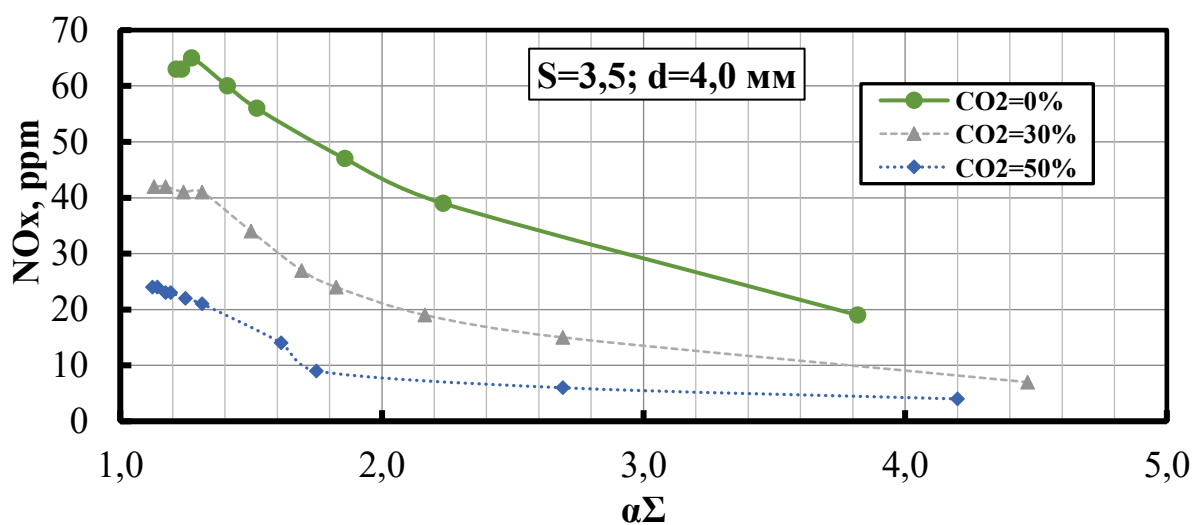
Також було проведено газовий аналіз роботи пальника  $S=3,5$  при тепловій потужності 15 кВт. Результати (рис. 3.16) показали, що підвищення потужності з 10 кВт суттєво покращує процес згоряння, а також розширює діапазон стабільної роботи пальника при умовах, близьких до стехіометричних.

Для природного газу при 15 кВт цей колектор демонструє найкращу якість згоряння у цільовому режимі: при  $\alpha\Sigma = 1,21$  виявлено практично нульовий залишковий CO ( $\approx 0$  ppm) та  $\text{NO}_x \approx 68$  ppm. На ширшому проміжку  $1,15 < \alpha\Sigma < 2,0$  концентрації CO не перевищували 50 ppm, а  $\text{NO}_x$  коливалися в межах 40–68 ppm, що близько до показників роботи при 10,0 кВт.

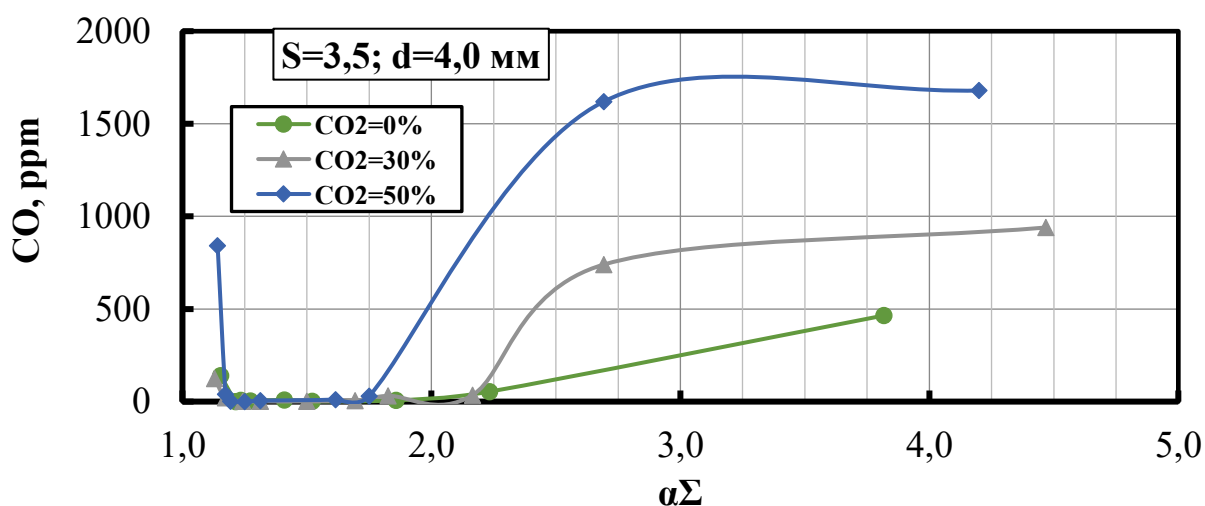
Аналогічна або краща картина спостерігається для суміші з 30 % CO<sub>2</sub>: у тому самому інтервалі  $\alpha\Sigma$  концентрація CO не перевищувала  $\approx 30$  ppm, а в певному вузькому підінтервалі (приблизно  $1,17 < \alpha\Sigma < 1,69$ ) спостерігалися практично ідеальні показники вигорання з  $\text{CO} \leq 1$  ppm, тоді як зміни  $\text{NO}_x$  порівняно з режимом при 10 кВт були незначними (різниця в межах 1–2 ppm), тобто фактичного погіршення по  $\text{NO}_x$  не відмічено.

Ще кращу роботу демонструє суміш з 50% CO<sub>2</sub>. У проміжку  $1,14 \leq \alpha\Sigma < 2,0$  CO не перевищує 45 ppm, а  $\text{NO}_x$  – не більше 24 ppm. Це є значно кращим результатом, ніж при  $N = 10,0$  кВт, і демонструє найнижчі викиди серед досліджуваних палив у найширшому діапазоні роботи.

Як і для  $S = 3$ , у бідній зоні ( $\alpha\Sigma > 2,0$ ) підвищення потужності до 15 кВт знижує стійкість роботи: межа зриву для сумішей із 30 % та 50 % CO<sub>2</sub> настає раніше ( $\approx \alpha\Sigma \approx 2,7$  замість  $\approx 3\text{--}3,6$  при 10 кВт), тобто діапазон стабільної роботи зміщується в бік стехіометричних умов.



а)



б)

Рисунок 3.16 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha\Sigma$  та вмісту CO<sub>2</sub> у паливі на емісійні характеристики: а) NO<sub>x</sub>; б) CO (колектор S=3,5, d=4,0 мм, N=15 кВт)

Підсумовуючи, підвищення потужності до 15 кВт для колектора S = 3,5 загалом поліпшує повноту згоряння і робить пальник особливо ефективним для паливних сумішей з CO<sub>2</sub> (найкращі показники – для 50 % CO<sub>2</sub>). При цьому традиційно діапазон стабільної роботи зміщується в бік стехіометричних умов, що знижує надійність при дуже бідних сумішах.

### 3.6. Аналіз приведених емісійних показників системи

Відповідно до законодавства ЄС та України, розбавлення продуктів згоряння повітрям не вважається способом зниження викидів. Тому, незалежно від фактичного коефіцієнта надлишку повітря в димових газах, усі концентрації обов'язково перераховуються на «сухий газ» за нормативного вмісту кисню 3%  $O_2$ .

Оскільки портативні газоаналізатори визначають  $\alpha$  за «кисневою» формулою, для приведення концентрації  $NO_x$  до норми 3%  $O_2$  використовують співвідношення:

$$NO_{x(3\%)} = NO_x \cdot \frac{\alpha}{\alpha_{O_2=3\%}} \quad (3.11)$$

де значенню 3%  $O_2$  відповідає  $\alpha = \frac{21}{21-3} = 1,167$ .

Зазвичай, при спалюванні природного газу в традиційних пальниках (без застосування стадійного спалювання) екстремум утворення та викидів оксидів азоту (кг/с) спостерігається при коефіцієнту надлишку повітря близько  $\alpha \approx 1,1$ -1,2. Більш детальні дослідження «збідненого» горіння в СНС показують значне підвищення концентрацій монооксиду вуглецю, навіть у порівнянні зі стехіометричною ділянкою (рис. 3.17), при цьому рівні  $NO_x$  майже не відрізняються в усьому діапазоні досліджень концентрацій (рис. 3.18).

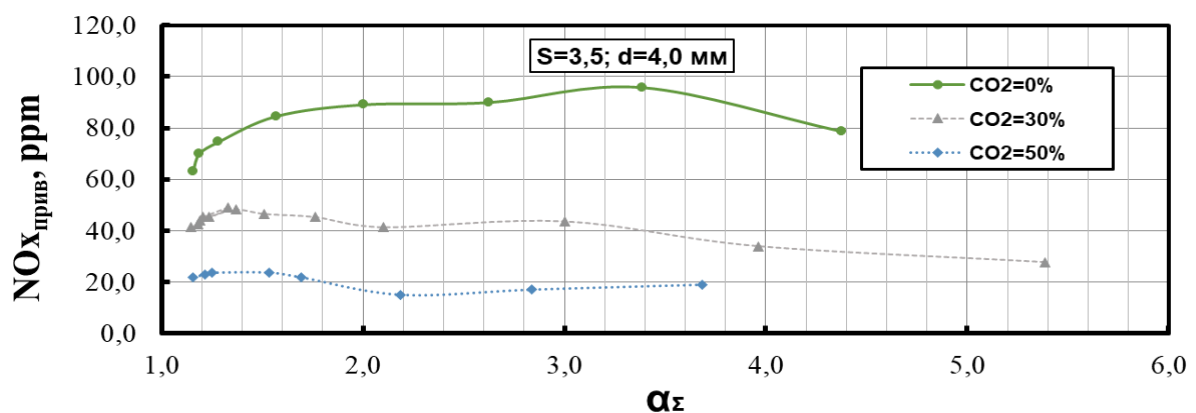


Рисунок 3.17 – Приведені емісійні характеристики  $NO_x$  в залежності від  $\alpha_x$  та вмісту  $CO_2$  у паливі CO (колектор  $\bar{S}=3,5$ ,  $d=4,0$  мм,  $N=10$  кВт)

При цьому, слід зазначити, що досліджувана палинкова система має мінімальні концентрації CO в області  $\alpha \approx 1,2-1,7$ , що підтверджується певним збільшенням вмісту оксидів азоту для чистого газу, та майже сталою характеристикою  $\text{NO}_x$  для забаластованого пального. Таким чином, емісійні показники досліджуваного стабілізатору полум'я є цілком прийнятними у даній конфігурації у разі застосування запропонованої конструкції на котлах.

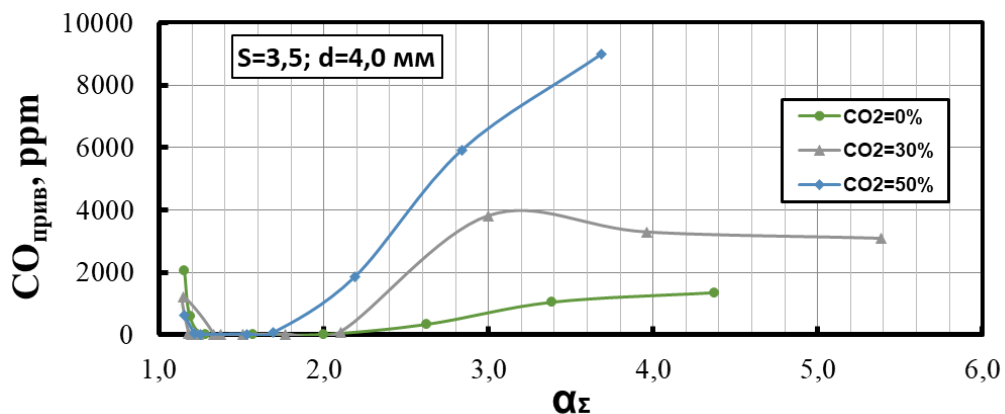


Рисунок 3.18 – Приведені емісійні характеристики CO в залежності від  $\alpha$  та вмісту  $\text{CO}_2$  у паливі (колектор  $\bar{S}=3,5$ ,  $d=4,0$  мм,  $N=10$  кВт)

### 3.7 Висновки до розділу 3

1. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що зміна складу палива шляхом додавання діоксиду вуглецю має визначальний вплив на аеродинамічну стійкість робочого процесу. Спостерігається закономірне звуження діапазону стабільного горіння при зростанні концентрації баластної домішки, що проявляється у зміщенні критичних умов «бідного» зриву в бік менших коефіцієнтів надлишку повітря. Це свідчить про погіршення займистості суміші та необхідність більш точного регулювання співвідношення паливо-повітря при роботі на біогазі.

2. Підтверджено адекватність запропонованої розрахункової моделі для прогнозування меж стійкості факела. Отримана критеріальна залежність коректно відображає взаємозв'язок між умовами зриву, теплофізичними

характеристиками газової суміші (числом Воббе) та конструктивними параметрами пального пристрою. Це дозволяє використовувати даний підхід для інженерних розрахунків та адаптації пальників до газів змінного складу без необхідності проведення численних натурних випробувань.

3. Виявлено характерну особливість теплообміну при спалюванні низькокалорійних сумішей: незважаючи на зниження температури в ядрі факела, температура продуктів згоряння у вихідному перерізі жарової труби зростає. Це явище обґрунтовано зміною теплового балансу системи, де необхідність збільшення масової витрати палива для збереження теплової потужності призводить до інтенсифікації конвективного винесення тепла та скорочення часу перебування газів у зоні радіаційного теплообміну.

4. Аналіз екологічних показників та ефективності вигорання палива засвідчив перевагу колекторів зі збільшеним відносним кроком отворів. Встановлено, що геометрія з параметром  $S/d = 3,5$  забезпечує кращі умови мікродифузійного змішування, мінімізуючи утворення зон локального перебагачення та знижуючи викиди продуктів неповного згоряння. Підвищення теплової потужності пальника додатково сприяє повноті вигорання високозабаластрованих сумішей завдяки зростанню температурного рівня в зоні реакції.

5. Раціональною конфігурацією для адаптації струменево-нішевої технології до спалювання біогазу визначено систему зі збільшеним кроком паливних отворів ( $S/d = 3,5$ ). Таке конструктивне рішення гарантує поєднання стабільності горіння з мінімальними шкідливими викидами, що дозволяє рекомендувати його для практичного впровадження у водогрійних котлах.

## **РОЗДІЛ 4**

# **ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІКИ ТА ГОРІННЯ В ПАЛЬНИКОВОМУ ПРИСТРОЇ І ТОПЦІ КОТЛА ПРИ СПАЛЮВАННІ БІОГАЗУ**

### **4.1 Актуальність заміщення природного газу у водогрійних котлах**

Спалювання залишається найважливішим процесом для отримання енергії, а підвищення його ефективності має значний вплив на кінцеву вартість. У цьому контексті, перехід на альтернативні види палива, такі як біогаз, вимагає ретельної адаптації існуючого теплотехнічного обладнання. Пряма заміна палива без модернізації пальникових пристроїв є неефективною та технічно ризикованою.

Традиційно, розробка та модернізація таких пристроїв покладається на повномасштабні натурні випробування. Однак, враховуючи складність та високу вартість такого підходу, обчислювальні роботи стають все більш важливими. Чисельне моделювання з використанням методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) є ефективним інструментом для аналізу та вирішення інженерних завдань у цій галузі. Особливо для нових розроблених моделей, обчислювальні випробування за допомогою CFD дозволяють при нижчій вартості та з прийнятною точністю значно зменшити кількість спроб і помилок, необхідних в експериментальній роботі [76].

Метою даного розділу є розробка та застосування послідовної CFD-методології для дослідження процесу спалювання біогазу, що спирається на раніше отримані експериментальні дані. Робота структурована у два ключові етапи. На першому етапі, на основі експериментальних результатів, створюється детальна чисельна модель лабораторного вогневого стенду. У ній точно відтворюється геометрія оптимальної конструкції пальника, визначеної в попередньому розділі, та відповідні режимні умови. Проводиться верифікація моделі шляхом порівняння розрахункових полів з наявними

експериментальними даними, що є необхідним кроком для підтвердження її адекватності.

На другому етапі верифіковану методологію було масштабовано для аналізу робочого процесу повнорозмірного промислового котла ВК-32. Для опису хімічної кінетики використано спрощену одностадійну модель горіння. Попри неврахування складної багатостадійної кінетики, цей підхід забезпечує достатню точність для адекватного прогнозування ключових характеристик робочого процесу: аеродинамічної структури топкового простору, розподілу температурних полів та локалізації зон утворення термічних оксидів азоту. Застосування валідованої моделі дозволяє не лише оцінити зміни в теплових та емісійних показниках агрегату, але й обґрунтувати доцільність запропонованих конструктивних модифікацій пальника в умовах, наближених до експлуатаційних.

Таким чином, реалізовано перехід від верифікації на стенді до моделювання промислового котла. Застосована макрокінетична модель забезпечує необхідну інженерну точність для розрахунку параметрів робочого процесу та прогнозування робочих характеристик пальника при переході на альтернативні види палива.

#### **4.2 Побудова геометричної моделі та просторова дискретизація розрахункової області.**

На першому етапі верифікації було створено тривимірну (3D) геометричну модель, яка повністю відтворює внутрішній простір експериментального стенду, описаного в [2 розділ]. Геометрія моделі включає вхідні отвори палива (природного газу) та окисника (повітря), камеру горіння (футерований канал), вихідний газохід та спрощену геометрію пальникового пристрою СНС, з дотриманням усіх ключових розмірів, наведених в експериментальній роботі.

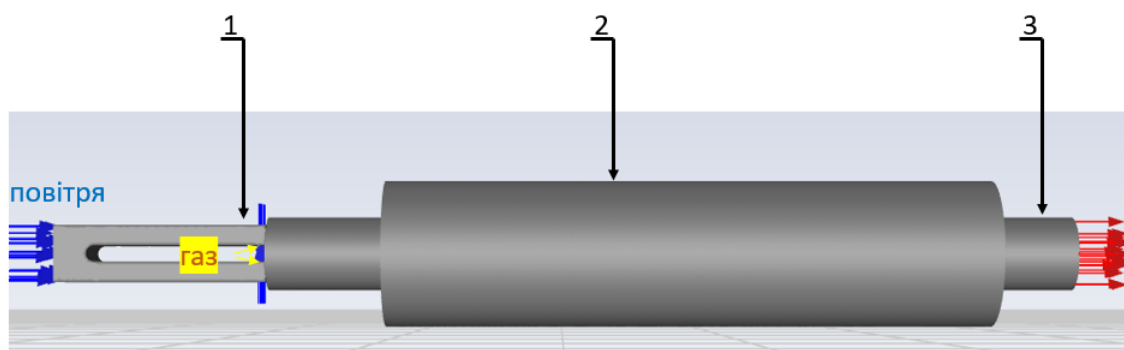


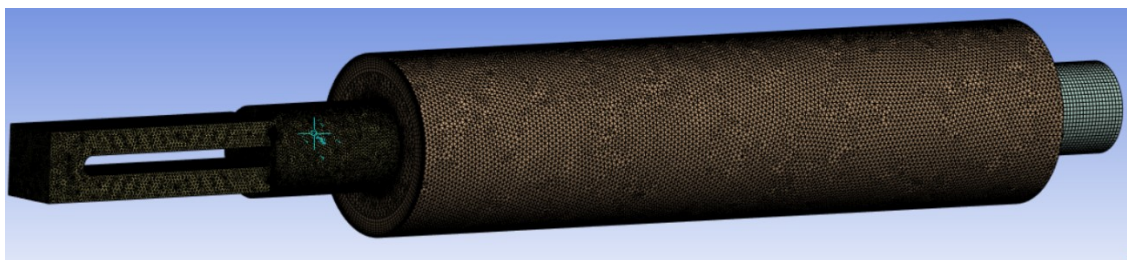
Рисунок 4.1 – Спрощена (3D) модель внутрішнього простору експериментального стенду: 1- пальник; 2- футерований канал; 3 – вихідний газохід

З метою оптимізації обчислювальних затрат розрахункову область геометричної моделі пальникового пристрою було адаптовано. Внутрішній простір підвідного газового колектора виключено з моделювання, а граничні умови для подачі палива (масова витрата) задавалися безпосередньо на зрізі паливних отворів. Такий розрахунковий підхід є цілком обґрунтованим: результати попередніх лабораторних випробувань підтвердили рівномірність витікання газових струменів по всьому периметру колектора. Відповідно, деталізація внутрішньої течії в газопроводі не має визначального впливу на загальну аеродинамічну структуру та кінцеві результати горіння, проте її виключення дозволило суттєво зменшити розмірність задачі та підвищити якість розрахункової сітки безпосередньо у зоні сумішоутворення.

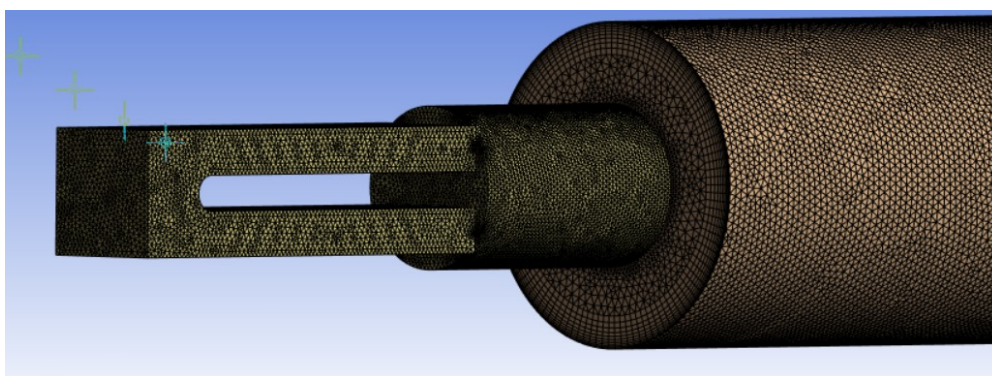
Етап побудови якісної обчислювальної сітки є визначальним для CFD-моделювання, оскільки її топологія та розмір елементів безпосередньо впливають на точність результатів, стабільність розв'язку та загальні обчислювальні витрати [77]. Зважаючи на те, що різні ділянки розрахункового простору відрізняються за складністю геометрії та інтенсивністю теплофізичних процесів, для їх просторової дискретизації застосовано гібридну сіткову модель. Зокрема, в області пальникового пристрою та камери згоряння використано неструктуровану сітку на базі тетраедричних елементів, що дозволяє якісно описати складні криволінійні поверхні. Натомість у

прямолінійному тракті відхідних газів побудовано структуровану гексаедричну сітку (рис. 4.2, а).

З метою локальної адаптації та оптимізації загального обчислювального навантаження (уникнення надлишкового згущення в зонах із низькими градієнтами параметрів), усю розрахункову область було декомпозовано на окремі конформно з'єднані об'єми. Такий підхід дозволив застосувати цілеспрямовану стратегію згущення за допомогою інструментів локального контролю розміру (Sizing). Відповідно, густішу сітку було створено безпосередньо поблизу паливних отворів та в об'ємі факела – тобто в зоні формування зворотних течій, інтенсивного турбулентного сумішоутворення та протікання ключових реакцій горіння (рис. 4.2, б). Така деталізація сіткового простору є критично важливою умовою для коректного розв'язання рівнянь збереження в умовах високих просторових градієнтів температур, швидкостей і концентрацій реагуючих компонентів.



а)



б)

Рисунок 4.2 – Скінченно-елементна сітка: а – загальний вигляд розрахункової області; б – ущільнення в зоні горіння та пограничний шар (метод Inflation) біля стінки футерованого каналу

Для адекватного розв'язання конвективного теплообміну та гідродинаміки примежового шару поблизу стінок камери згоряння застосовано метод генерації призматичних шарів (Inflation) (рис. 4.2, б). Безпосередньо біля теплообмінних поверхонь створено концентрований масив із призматичних елементів. Такий підхід зумовлений вимогами обраної моделі турбулентності k-epsilon Realizable із застосуванням розширеної функції обробки стінки (Enhanced Wall Treatment). Завдяки цілеспрямованому пристінному згущенню вдалося забезпечити цільові значення безрозмірного параметра  $y^+ \approx 1$ . Це дозволило коректно розв'язати в'язкий примежовий підшар та досягти необхідної інженерної точності при визначенні теплових потоків на стінки жарової труби [78].

З метою оптимізації моделі та значного зменшення обчислювального навантаження, для моделювання теплообміну стінки камери горіння була використана опція Shell Conduction. Цей підхід дозволяє уникнути генерації повноцінної 3D-сітки для твердих стінок. Замість цього, стінка моделюється як 2D-поверхня, якій чисельно "додається" відповідний термічний опір ( $R = \delta / \lambda$ ), що враховує її товщину ( $\delta$ ) та теплопровідність матеріалу ( $\lambda$ ). Такий метод дозволяє коректно моделювати спряжений теплообмін (теплопередачу "газ  $\rightarrow$  стінка  $\rightarrow$  охолоджувач"), уникаючи при цьому мільйонів додаткових елементів сітки, що зберігає обчислювальні ресурси, не жертвуючи точністю теплового розрахунку [79].

Фінальна якість згенерованої сітки, оцінювалась за комплексом стандартних критеріїв. Ключовими з них були Skewness (кривизна або ступінь спотворення елемента від "ідеальної" форми; високі значення можуть спричинити нестабільність), Orthogonal Quality (ортогональність, що оцінює кути між гранями елемента і є критичною для точності розрахунку градієнтів), Aspect Ratio (співвідношення сторін елемента, особливо важливе в шарах Inflation) та Smoothness (плавність зміни розміру сусідніх елементів для запобігання похибкам апроксимації). Усі показники після перевірки

знаходились у межах рекомендованих значень, що забезпечило достатню стійкість і точність для подальших розрахунків [79,80].

#### 4.3 Фізико-математична модель робочого процесу

Чисельне моделювання базується на розв'язанні системи усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (RANS) для стискуваного, в'язкого, реагуючого газового потоку. Ця система описує збереження основних фізичних величин: маси, імпульсу, енергії та масових часток хімічних компонентів.

Для стаціонарного (сталого) процесу, який розглядається в даній роботі, похідні за часом  $\frac{\partial}{\partial t}$  дорівнюють нулю. Однак, для загальності, рівняння наведені в їх повній, нестационарній формі.

Рівняння нерозривності (збереження маси)

Це рівняння гарантує, що маса в будь-якому контрольному об'ємі зберігається:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = S_m \quad (4.1)$$

$\frac{\partial \rho}{\partial t}$  – це зміна густини ( $\rho$ ) з часом ( $t$ ) в одній точці (накопичення маси).

$\nabla, \vec{V}$  – оператор дивергенції, що описує баланс потоку через межі контрольного об'єму, та вектор швидкості потоку  $S_m$  - це маса, що додається до безперервної фази з дисперсної другої фази (наприклад, внаслідок випаровування крапель рідини) та будь-яких джерел, визначених користувачем.

**Рівняння збереження імпульсу (Рівняння Нав'є–Стокса)**

Це векторне рівняння описує рух рідини (фактично другий закон Ньютона  $F=ma$  але записаний у більш складній формі для нескінченно малого елемента рідини), враховуючи сили тиску, в'язкості та зовнішні сили:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4.2)$$

де :

- $\rho \vec{v}$  – густина імпульсу.
- $\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v})$  – конвективний перенос імпульсу (зміна імпульсу через рух потоку).
- $-\nabla p$  – сила, що діє на елемент газу через градієнт (перепад) тиску  $p$ .
- $\rho \vec{g}$  – гравітаційна сила (якщо враховується,  $\vec{g}$  – прискорення вільного падіння).
- $\vec{F}$  – вектор зовнішніх об'ємних сил (наприклад, опір у пористих середовищах, у даній задачі зазвичай  $= 0$ ).
- $\bar{\bar{\tau}}$  – тензор в'язких напружень, який для ньютонівської рідини описує внутрішнє тертя в газі. В рамках RANS-підходу він включає як молекулярну в'язкість ( $\mu$ ), так і турбулентну в'язкість ( $\mu_t$ ), яка розраховується моделлю k-epsilon Realizable.

### Рівняння збереження енергії

Це рівняння описує тепловий баланс у системі, враховуючи перенос тепла конвекцією, теплопровідністю, дифузією компонентів, а також джерела тепла від хімічних реакцій (горіння) та випромінювання:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\bar{\tau}}_{eff} \cdot \vec{v})) + S_h \quad (4.3)$$

де:

- $E$  – повна енергія,  $E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{|\vec{v}|^2}{2}$ , де  $h$  – ентальпія суміші.
- $k_{eff}$  – ефективний коефіцієнт теплопровідності (сума молекулярної  $k$  та турбулентної  $k_t$ , яку надає модель k-epsilon).
- $\nabla T$  – градієнт температури, що зумовлює теплопередачу теплопровідністю.

–  $\sum_j h_j \vec{J}_j$  – перенос енергії за рахунок дифузії  $j$ -го хімічного компонента (де  $h_j$  – ентальпія,  $\vec{J}_j$  – дифузійний потік).

–  $(\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v})$  – дисипація енергії за рахунок в'язкості (перетворення кінетичної енергії в теплову через тертя).

–  $S_h$  – джерело енергії. Це ключовий член у моделюванні горіння, оскільки він включає:

1.  $S_{reaction}$  – тепловиділення (або поглинання) внаслідок хімічних реакцій (горіння), яке розраховується на основі моделі Eddy Dissipation (Volumetric).

2.  $S_{radiation}$  – джерело енергії (або стік) через променистий теплообмін, яке розраховується моделлю P1.

### **Рівняння збереження компонентів суміші (Species Transport)**

Для моделювання горіння необхідно відстежувати концентрацію (масову частку) кожного окремого газу ( $CH_4$ ,  $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  тощо). Для кожного компонента (окрім одного, зазвичай  $N_2$ , частка якого знаходиться з умови  $\sum Y_j=1$ ) розв'язується своє рівняння:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_j) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_j) = -\nabla \cdot \vec{J}_j + R_j \quad (4.4)$$

де:

–  $Y_j$  – масова частка  $j$ -го компонента (напр.,  $Y_{CH_4}$ ).

–  $\nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_j)$  – конвективний перенос компонента  $j$  разом із потоком.

–  $\vec{J}_j$  – дифузійний потік компонента  $j$ , спричинений градієнтами концентрації та температури (молекулярна та турбулентна дифузія).

–  $R_j$  – швидкість утворення (або споживання) компонента  $j$  внаслідок хімічних реакцій. Саме цей член  $R_j$  і визначається обраною моделлю горіння Eddy Dissipation. Наприклад, для метану ( $j = CH_4$ )  $R_j$  буде від'ємною величиною (метан споживається), а для ( $j = CO_2$ ) – додатною (діоксид вуглецю утворюється).

Для замикання системи рівнянь RANS (зокрема, для визначення  $\mu_t$  та  $k_{eff}$ ) використовується модель k-epsilon Realizable. Вона розв'язує два додаткові рівняння транспорту:

Для турбулентної кінетичної енергії (k):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.5)$$

Для швидкості дисипації (epsilon):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (4.6)$$

Турбулентна в'язкість  $\mu_t$  розраховується як  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ , де  $C_\mu$  є змінною величиною, що є ключовою особливістю "Realizable" моделі.

Для розрахунку конвективного теплообміну та примежових ефектів застосовано модель турбулентності Realizable k-ε з розширеною функцією обробки стінки (Enhanced Wall Treatment). Локальне згущення сітки до значень  $y^+ \approx 1$  у зонах інтенсивної тепловіддачі дозволило безпосередньо розв'язати в'язкий підшар, забезпечивши високу точність результатів при раціональному використанні обчислювальних ресурсів.

Для моделювання процесу горіння (взаємодії турбулентності та хімічних реакцій) була обрана модель Eddy Dissipation (дисипація вихорів), запропонована Магнуссеном та Х'єртагером. Цей вибір ґрунтується на припущенні, що в умовах високотемпературного горіння в котлі швидкість хімічних реакцій є набагато вищою за швидкість турбулентного змішування реагентів (число Дамкелера  $Da \gg 1$ ).

Відповідно, кінетикою хімічних реакцій (рівнянням Арреніуса) можна знехтувати, вважаючи, що реакція відбувається миттєво, як тільки паливо та окисник змішуються на молекулярному рівні. Таким чином, загальна

швидкість згоряння лімітується виключно інтенсивністю турбулентного перемішування потоків.

У рамках цієї моделі швидкість реакції  $R_{j,r}$  розраховується на основі параметрів турбулентності ( $k$  та  $\epsilon$ ), отриманих з гідродинамічної моделі. Швидкість визначається найменшою з двох величин: швидкістю зникнення палива або швидкістю надходження кисню у зону реакції:

$$R_{j,r} = \nu'_{j,r} M_{w,j} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left( \frac{Y_R}{\nu'_{R,r} M_{w,R}}, B \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j \nu''_{j,r} M_{w,j}} \right) \quad (4.7)$$

де  $Y$  – масова частка,  $A$  та  $B$  – емпіричні константи моделі (стандартні значення для Fluent:  $A=4.0, B=0.5$ ), а відношення  $\epsilon/k$  характеризує частоту турбулентних пульсацій (швидкість змішування).

Використання моделі Eddy Dissipation є виправданим для дифузійного горіння природного газу та біогазу, оскільки воно забезпечує високу стабільність розрахунку та достатню точність визначення макроскопічних параметрів факела (температури та довжини зони горіння) [81 - 83].

### **Моделювання променистого теплообміну (P1 Radiation Model)**

Для розрахунку джерела енергії  $S_{\text{radiation}} = aG - 4a\sigma T^4$  в рівнянні енергії (4.3) застосовано модель P1. Вона розв'язує одне додаткове диференціальне рівняння для сумарної інтенсивності випромінювання ( $G$ ):

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - aG + 4a\sigma T^4 = 0 \quad (4.8)$$

де  $T$  – локальна температура газу (в Кельвінах),  $a$  – коефіцієнт поглинання (залежить від  $\text{CO}_2$  та  $\text{H}_2\text{O}$ ),  $\sigma$  – постійна Стефана–Больцмана, а

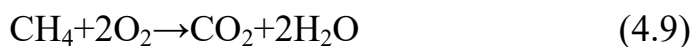
$\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s)}$  – коефіцієнт дифузії випромінювання де  $\sigma_s$  – коефіцієнт розсіяння (для продуктів згоряння зазвичай приймається  $\sigma_s = 0$ ).

### **Хімічний механізм та моделювання NOx**

Для опису горіння використовується модель об'ємної реакції (Volumetric reaction). У даному дослідженні застосовується одностадійний глобальний механізм окислення метану. Цей підхід розглядає процес горіння як пряме

перетворення палива та окисника у кінцеві продукти (вуглекислий газ та водяну пару) без урахування проміжних стадій та компонентів (таких як CO).

Рівняння хімічної реакції має вигляд:



Використання одностадійної схеми є загальноприйнятим компромісом в інженерних розрахунках котлів, оскільки воно забезпечує достатню точність прогнозування тепловиділення та температурних полів при суттєвій економії обчислювальних ресурсів порівняно з багатостадійними механізмами.

Розрахунок утворення оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) виконується як пост-процесингова задача на основі вже розв'язаного поля течії, розподілу температур та концентрацій компонентів. Оскільки базова модель горіння (Eddy Dissipation) оперує усередненими по об'єму комірок температурами, для коректного розрахунку емісії застосовано комплексний підхід, що поєднує термічний та швидкий механізми утворення NO<sub>x</sub>.

Основна частка генерації оксидів азоту у високотемпературних зонах факела описується моделлю термічного NO<sub>x</sub>, що базується на розширеному механізмі Зельдовича. Цей механізм описує окиснення атмосферного азоту і включає три основні реакції:



Оскільки швидкість утворення термічних NO<sub>x</sub> має сильну експоненційну залежність від температури, для коректного розрахунку емісії в умовах турбулентного мікродифузійного полум'я додатково активовано функцію врахування турбулентних флуктуацій температури (Temperature Variance). Це дозволяє математичній моделі враховувати локальні мікомасштабні піки температур, які ініціюють реакції Зельдовича, навіть якщо середньоінтегральна температура потоку є нижчою.

Крім того, для врахування генерації оксидів азоту в багатих на паливо зонах (поблизу паливних отворів) задіяно механізм швидких NO<sub>x</sub> (Prompt NO<sub>x</sub>

за механізмом Фенімора), який протікає за участю вуглеводневих радикалів (CH, CH<sub>2</sub>) при значно нижчих температурах, ніж термічний.

### Визначення теплофізичних властивостей суміші

Властивості газової суміші та її окремих компонентів (CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO, N<sub>2</sub>, NO) визначаються на основі налаштувань, наведених на рис 4.3:

The screenshot shows the 'Create/Edit Materials' dialog box. The 'Name' field contains 'methane-air'. The 'Material Type' is set to 'mixture'. Under 'Fluent Mixture Materials', 'methane-air' is selected. The 'Mixture' dropdown is set to 'none'. The 'Order Materials by' section has 'Name' selected. Below this are three database options: 'Fluent Database...', 'GRANTA MDS Database...', and 'User-Defined Database...'. The 'Properties' section is expanded, showing a list of physical properties with dropdown menus and 'Edit...' buttons. The properties and their selected values are: Mixture Species (names), Reaction (eddy-dissipation), Mechanism (reaction-mechs), Density [kg/m³] (ideal-gas), Cp (Specific Heat) [J/(kg K)] (mixing-law), Thermal Conductivity [W/(m K)] (ideal-gas-mixing-law), Viscosity [kg/(m s)] (ideal-gas-mixing-law), Mass Diffusivity [m²/s] (kinetic-theory), Thermal Diffusion Coefficient [kg/(m s)] (kinetic-theory), Absorption Coefficient [m⁻¹] (wsggm-domain-based), Scattering Coefficient [m⁻¹] (constant), and Scattering Phase Function (isotropic). At the bottom are buttons for 'Change/Create', 'Delete', 'Close', and 'Help'.

Рисунок 4.3 – Налаштування теплофізичних властивостей суміші

Густина газової суміші розраховувалася за рівнянням стану ідеального газу, що є коректним припущенням для макроскопічних дозвукових течій із високими температурними градієнтами:

$$\rho = p / (R \cdot T) \quad (4.13)$$

де  $p$  – локальний статичний тиск суміші;  $R$  – універсальна газова стала;  $T$  – локальна температура.

Питома теплоємність ( $C_p$ ): визначалася за правилом адитивності як масово-зважена сума теплоємностей окремих компонентів:

$$C_p = \sum_j Y_j C_{p,j} \quad (4.14)$$

де  $Y_j$  – масова частка  $j$ -го компонента;  $C_{p,j}$  – питома теплоємність  $j$ -го компонента, яка задавалася як функція температури у вигляді стандартних поліномів.

Коефіцієнти теплопровідності та динамічної в'язкості газової суміші розраховувалися на основі молекулярно-кінетичної теорії газів із використанням відповідних законів змішування. Коефіцієнти масової дифузії також визначалися за залежностями кінетичної теорії, що враховують міжмолекулярну взаємодію реагуючих компонентів.

Для розрахунку радіаційного теплообміну коефіцієнт поглинання середовища ( $a$ ) обчислювався за моделлю зваженої суми сірих газів (WSGGM). Цей підхід дозволяє адекватно врахувати спектральні властивості багатих на  $\text{CO}_2$  та водяну пару продуктів згоряння біогазу:

$$a = - (1 / s) \cdot \ln(1 - \epsilon) \quad (4.15)$$

де  $s$  – ефективна довжина шляху променя;  $\epsilon$  – ступінь чорноти газової суміші (визначається як функція локальної температури та парціальних тисків радіаційно активних компонентів).

Коефіцієнт розсіювання:  $0$  – тобто газ у моделі є "чистим" (прозорим) і не містить частинок (як-от сажа чи дим), які б розсіювали світло. Для горіння газу це стандартне припущення.

### **Граничні умови та чисельний метод**

Математична постановка задачі доповнювалася відповідними граничними умовами. На входах палива та повітря задавалися граничні умови у вигляді фіксованих масових витрат із визначеними значеннями температури та масових часток компонентів. На виході продуктів згоряння з розрахункової області задавалася гранична умова вільного виходу із фіксованим статичним тиском.

На всіх твердих поверхнях задавалася кінематична умова прилипання (нульова швидкість потоку на стінці). Для моделювання тепловтрат та спряженого теплообміну через стінки камери застосовувалася модель віртуальної теплопровідної оболонки із заданим термічним опором, що дозволило врахувати товщину та теплопровідність матеріалу металу без необхідності генерації для нього об'ємної розрахункової сітки. На зовнішніх поверхнях задавалася комплексна гранична умова конвективно-радіаційного теплообміну з навколишнім середовищем, параметри якої відповідали умовам проведення натурного експерименту.

Розв'язання системи диференціальних рівнянь здійснювалося стаціонарним неявним методом на основі тиску. Зв'язок між полями швидкості та тиску забезпечувався за допомогою ітераційного алгоритму SIMPLE.

Просторова дискретизація (Рис. 4.4):

The image shows the 'Scheme' dialog box in ANSYS Fluent. The 'Scheme' dropdown is set to 'Coupled'. The 'Flux Type' dropdown is set to 'Rhie-Chow: momentum based', and the 'Auto Select' checkbox is checked. Under the 'Spatial Discretization' section, the following settings are shown:

- Gradient: Least Squares Cell Based
- Pressure: PRESTO!
- Density: Second Order Upwind
- Momentum: Second Order Upwind
- Turbulent Kinetic Energy: First Order Upwind
- Turbulent Dissipation Rate: First Order Upwind
- ch4: Second Order Upwind
- o2: Second Order Upwind
- co2: Second Order Upwind
- h2o: Second Order Upwind
- Pollutant no: Second Order Upwind
- Energy: Second Order Upwind

At the bottom, the 'Pseudo Time Method' is set to 'Global Time Step'.

Рисунок 4.4 – Налаштування схеми розв'язання та методів просторової дискретизації рівнянь математичної моделі

Просторова дискретизація рівнянь виконувалася за такими схемами:

- Градієнти (Gradient): застосовано метод найменших квадратів на основі комірок (Least Squares Cell Based), що забезпечує високу точність відновлення градієнтів на неструктурованих сітках.
- Тиск (Pressure): використано схему PRESTO! (Pressure Staggering Option), яка є оптимальною для течій зі значною кривиною ліній току, закруткою та великими градієнтами тиску, що є характерним для аеродинаміки пальникових пристроїв.
- Густина, імпульс та оксиди азоту (Density, Momentum, Pollutant no): застосовано схему протипотоку другого порядку точності (Second Order Upwind) для мінімізації чисельної дифузії та підвищення достовірності розрахунку гідродинаміки і переносу NO<sub>x</sub>.
- Турбулентність, енергія та хімічні компоненти (Turbulent Kinetic Energy, Turbulent Dissipation Rate, Energy, CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O): використано схему протипотоку першого порядку (First Order Upwind). Це рішення забезпечує необхідну стійкість і стабільність збіжності розв'язку для складних скалярних величин.

#### **4.4 Верифікація математичної моделі за результатами експерименту**

Нижче на рисунку 4.5 представлено результати чисельного моделювання робочого процесу на експериментальному стенді, зокрема візуалізовано топологію температурного поля продуктів згоряння у вертикальному осьовому перерізі камери.

На рисунку 4.6 наведено графік порівняння розподілів температури вздовж поздовжньої осі факела чисельного моделювання та результати експерименту. Аналіз отриманих залежностей демонструє задовільну якісну та кількісну збіжність результатів, що підтверджує адекватність обраних методів моделювання.

При цьому в зоні ядра факела спостерігається локальне перевищення розрахункової температури над експериментальною приблизно на 300 °C.

Така розбіжність є прогнозованою і пояснюється особливостями використаної одностадійної моделі горіння, яка не враховує ендотермічні процеси дисоціації продуктів реакції, що в реальних умовах знижують пікову температуру. Додатковим фактором розбіжності є систематична похибка контактних вимірювань. Спай термопари, знаходячись у високотемпературному потоці, втрачає частину енергії через радіаційний теплообмін із більш холодними поверхнями дослідної ділянки, а також теплопровідність по довжині термодатчика. Крім того, жарова ділянка футерована всередині без додаткової термоізоляції ззовні, що в реальному експерименті призводить до більш інтенсивного охолодження огорожуючої поверхні камери згоряння ніж при чисельних розрахунках. Це призводить до того, що зафіксована експериментально температура є дещо нижчою за істинну термодинамічну температуру газу, яку розраховує CFD-модель.

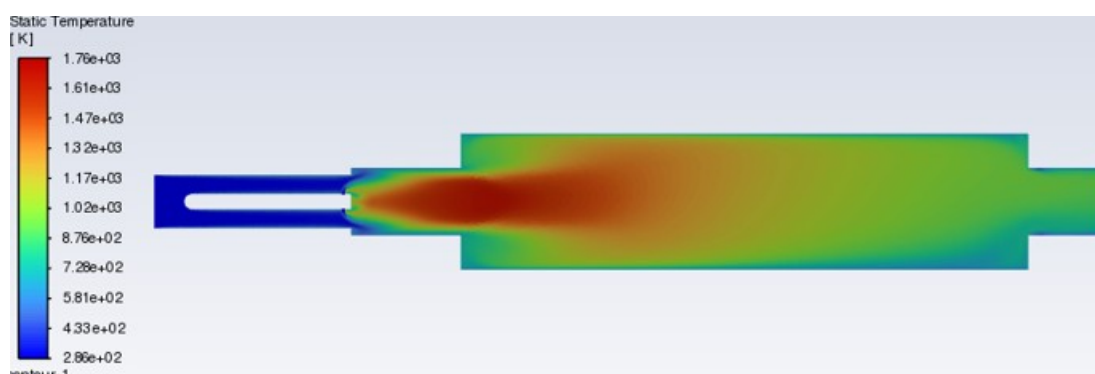


Рисунок 4.5 – Температурне поле продуктів згоряння у вертикальному і горизонтальному осьових перетинах. Для суміші метан/ $\text{CO}_2$  70 % / 30 % за об'ємом.  $S/d = 3,5$  при  $d = 4$  мм.  $N=15$  кВт/год,  $\alpha = 1,2$

Незважаючи на це локальне відхилення, на основній ділянці теплообміну розбіжність між даними не перевищує 10%. Це свідчить про те, що інтегральний тепловий баланс у моделі визначено вірно, а розроблена

математична модель відносно коректно відтворює аеродинаміку та тепломасообмін у топковому просторі котла.

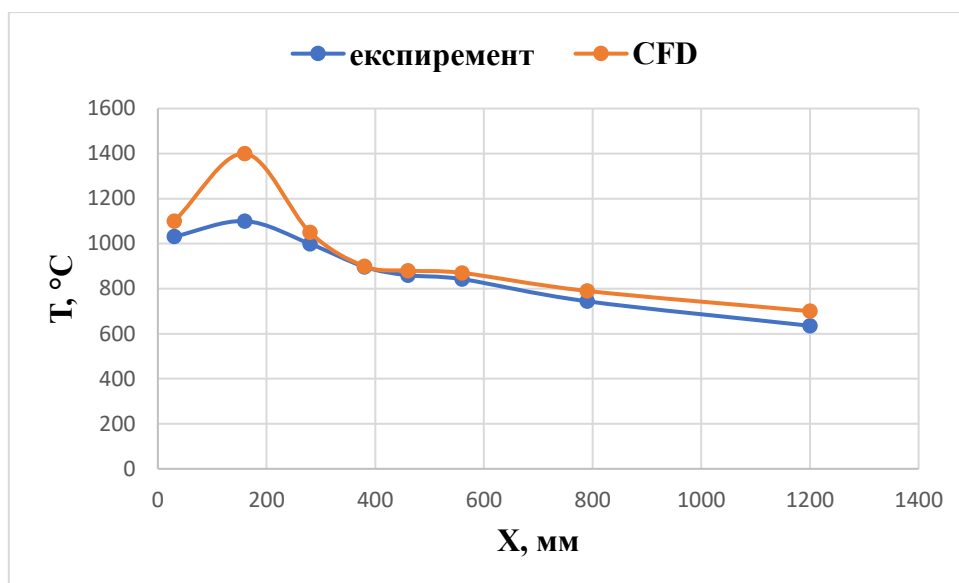


Рисунок 4.6 – Порівняння розподілу температури вздовж поздовжньої осі (вісь X) між лабораторним експериментом і CFD моделлю

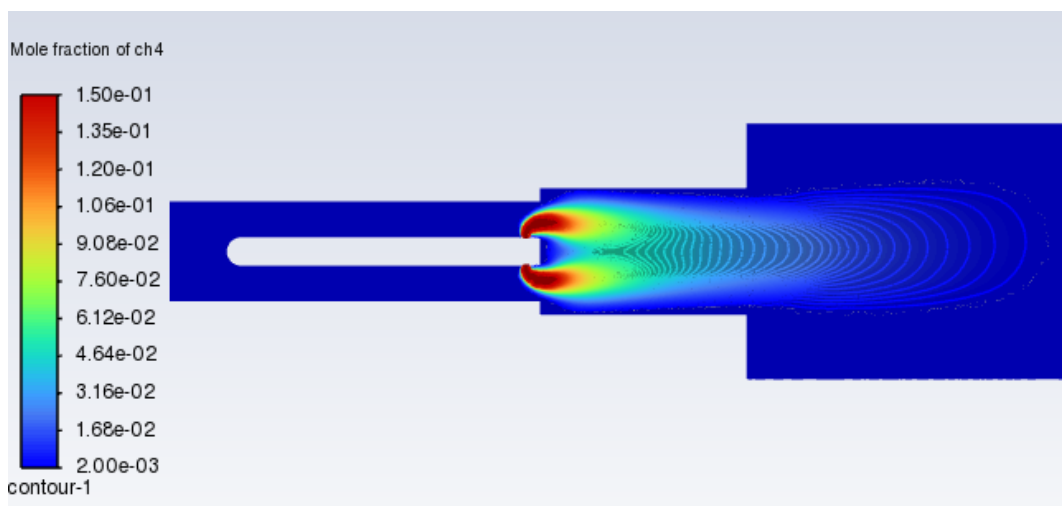
Додаткову верифікацію математичної моделі було виконано за результатами газового аналізу у вихідному перерізі дослідної ділянки. Порівняльний аналіз розрахункових та експериментальних значень концентрації оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) показав високу збіжність результатів: відхилення за цим показником не перевищує 1% (табл 4.1), що є прийнятним рівнем точності для інженерних розрахунків процесів горіння.

Таблиця 4.1 Порівняння результатів чисельного дослідження

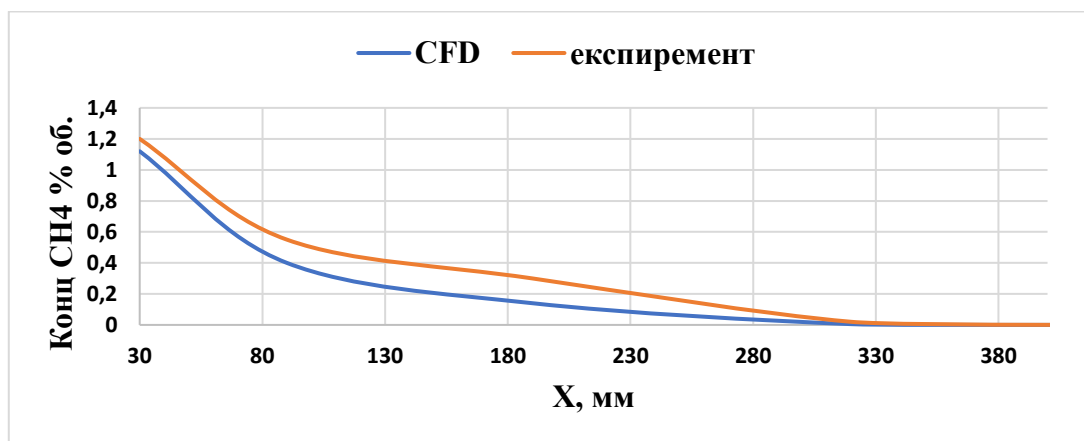
| Результати газового аналізу за котлом | Од. виміру | Експериментальне дослідження | CFD дослідження |
|---------------------------------------|------------|------------------------------|-----------------|
| Температура димових газів             | °C         | 647                          | 652             |
| Вміст оксидів азоту                   | ppm        | 42                           | 43              |

Також проведено валідацію моделі за динамікою вигорання палива (концентрацією CH<sub>4</sub>) вздовж осі факела шляхом зіставлення результатів CFD-моделювання з даними газової хроматографії (рис. 4.7 ). Як видно з графіків, розрахункова крива (CFD) демонструє більш інтенсивне вигорання палива порівняно з даними хроматографічного аналізу (Експеримент). Таке

випередження є очікуваним наслідком використання спрощеної одностадійної кінетичної схеми, яка не враховує час перебування речовини у стані проміжних продуктів ( $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ). Однак, модель вірно відтворює загальний тренд «споживання» палива та аеродинамічну довжину факела, що підтверджує її адекватність для вирішення поставлених задач.



а)

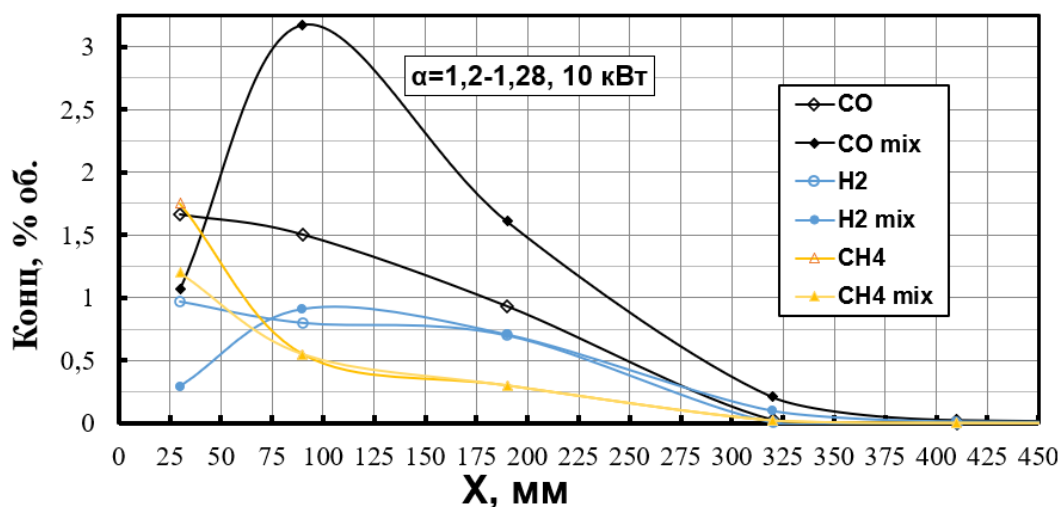


б)

Рисунок 4.7 – Валідація моделі за динамікою вигорання палива: а) розрахункове поле мольної частки метану (CFD); б) порівняння зміни об'ємної концентрації  $\text{CH}_4$  вздовж осі факела.

Для поглибленого аналізу термохімічної структури факела на рис 4.8, а наведено розгорнуті результати хроматографічного дослідження, які деталізують кінетику процесу. На отриманих профілях чітко простежується стадійність механізму окиснення біогазу, де зникнення метану не є

одномоментним актом, а супроводжується утворенням проміжних енергоносіїв.



а)



б)

Рисунок 4.8 – Експериментальний розподіл об'ємних концентрацій компонентів горючої суміші (CH<sub>4</sub>, CO, H<sub>2</sub>) вздовж довжини факела (а), лінії струмів потоку пальної суміші при обтіканні плоского стабілізатора полум'я

Характерні максимуми концентрації оксиду вуглецю (CO) та водню (H<sub>2</sub>) на відстані 80–120 мм від зрізу пальника маркують зону інтенсивного піролізу та часткового окиснення палива. Подальше спадання цих кривих ілюструє другу стадію процесу – догорання проміжних продуктів у суміші з вторинним повітрям. Саме наявність цієї розтягнутої зони реакції (зони догорання CO та H<sub>2</sub>) визначає реальну температуру та світність факела, яка відрізняється від теоретичної моделі. Звертає увагу наявність максимумів концентрацій CO та

$\text{CH}_4$  для забаластованого метану, які відповідають відстані від стабілізатора 75...100 мм, при цьому у найближчій точці відбору ці компоненти дещо нижчі у порівнянні з концентраціями при горінні незабаластованого газу. Зазначена особливість пояснюється гідродинамічною картиною потоку в зоні ЗЗТ (рис. 4.8,б) та впливом баластування палива. В цілому, при додаванні  $\text{CO}_2$  підвищується концентрація  $\text{CO}$ , що свідчить про гальмування окиснення вуглецю по довжині факелу. Локальні мінімуми на початковій ділянці пов'язані з активним впливом ЗЗТ та деяким затягуванням довжини факелу при наявності  $\text{CO}_2$ .

На основі комплексного порівняльного аналізу розрахункових та експериментальних даних можна стверджувати, що розроблена чисельна модель демонструє задовільну адекватність. Встановлено, що попри прогнозовані локальні відхилення пікових температур у ядрі факела та незначне випередження розрахункової швидкості вигорання палива, інтегральна похибка на основних ділянках теплообміну та за рівнем емісії  $\text{NO}_x$  не перевищує 10%. Отримана збіжність свідчить про фізичну коректність відтворення процесів аеродинаміки і горіння, що дозволяє вважати точність моделі достатньою для достовірного прогнозування температурних полів та оцінки екологічних показників досліджуваної пальникової системи

#### **4.5 Чисельне дослідження робочого процесу промислового котла ВК-32 при спалюванні біогазу**

Після успішної верифікації математичної моделі та підтвердження її адекватності на лабораторному стенді, наступним етапом роботи стало її застосування для чисельного дослідження реального теплогенеруючого обладнання. В якості базового об'єкту дослідження обрано водогрійний котел ВК-32 (КСВа-2.5) (рис 4. 9).



Рисунок 4.9 – Водогрійний котел ВК-32 (КСВа-2.5)

Вибір об'єкта та напрямку дослідження зумовлений специфікою біогазового палива. Через нестабільність фізико-хімічних параметрів біогазу та обмеженість обсягів його виробництва, найбільш доцільним вбачається його використання у малопотужних системах локального теплозабезпечення. Такі системи володіють високим потенціалом до гнучкої адаптації під змінний склад палива та здатні ефективно функціонувати в умовах сезонного або локального постачання енергоресурсів. Враховуючи потужний аграрний сектор України та значний сировинний потенціал для виробництва біогазу (відходи тваринництва, агропереробки, ТПВ) [31], актуальним завданням є дослідження можливості переведення на біогаз типових зразків котельного обладнання, що складають основу парку теплогенерації країни.

Котел ВК-32 являє собою сталевий двоходовий газотрубний (водотрубно-димогарний) агрегат із реверсивною камерою згоряння та водоохолоджуваними елементами, включно з передньою кришкою. Агрегат розрахований на спалювання газоподібного або рідкого палива і характеризується високою ефективністю (ККД до 92%) [84]. Завдяки конструктивній простоті, експлуатаційній надійності та ремонтпридатності, даний тип котлів залишається затребуваним навіть в умовах трансформації паливно-енергетичного балансу.

Для чисельного дослідження використано повну геометричну модель котла (включно з каналом пальника), причому розрахункову область було

дещо спрощено на окремих стінках камери горіння. На рис. 4.10 представлено спрощену 3D-модель котла в розрізі та розрахункову область.

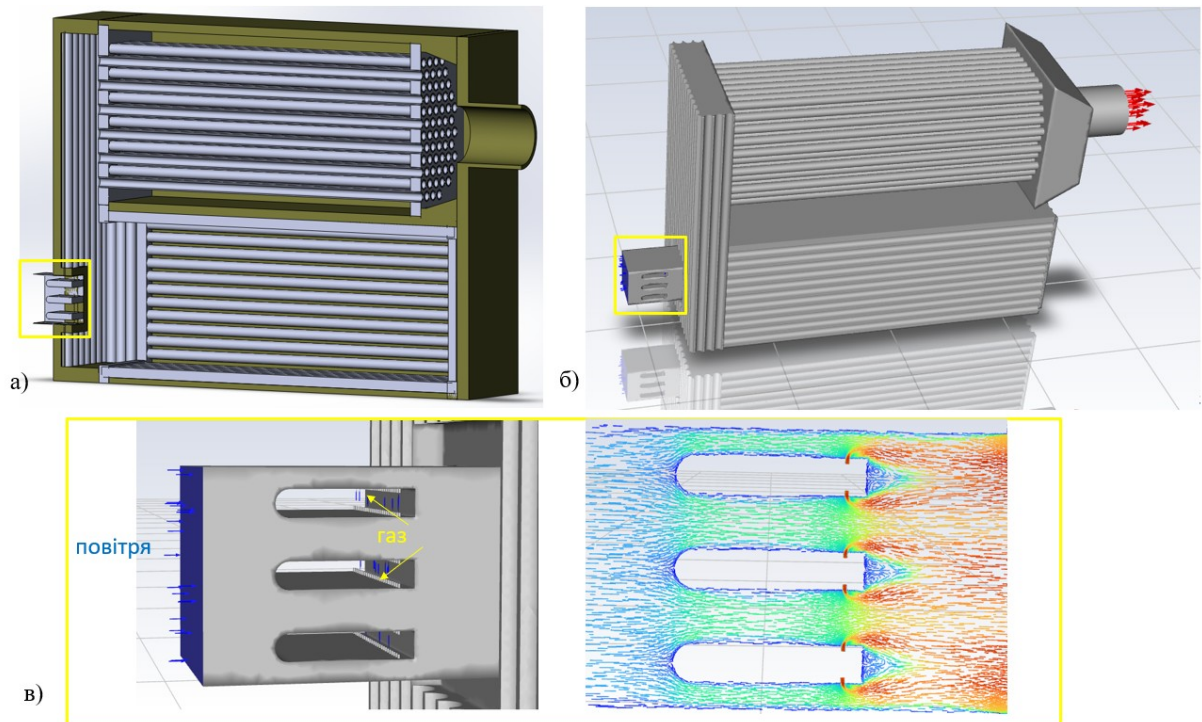


Рисунок 4.10 – Моделювання робочого процесу в котлі, а – спрощена 3D модель ВК-32 (КСВа-2.5) з пальником в розрізі; б – розрахункова модель; в – розрахункова модель пальника та рух паливо-повітряної суміші в ньому

Згідно з джерелами [85, 86], ефективність та екологічна безпека роботи паливоспалювального устаткування критично залежать від обраної технології спалювання. Для адаптації котла ВК-32 до роботи на біогазі перспективним рішенням є модернізація пальникової системи із застосуванням струменево-нішевої технології (СНТ).

Основною метою даного етапу роботи є аналітична оцінка адаптивності конструкції котла ВК-32 та модернізованого пальникового пристрою до використання біогазу змінного складу без проведення високовартісних та ресурсних натурних випробувань.

Основним інструментом дослідження обрано розроблену CFD-модель спалювання біогазу в реверсивній топці та жаротрубній ділянці котла. Використання математичного моделювання дозволяє вирішити такі задачі:

1. Порівняти температурні поля та розподіл теплових потоків в просторі котла при заміщенні природного газу біогазом.

2. Спрогнозувати емісійні характеристики, зокрема концентрацію оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ), для різних режимів роботи.

3. Проаналізувати аеродинаміку топкового простору, визначивши далекобійність струменя та його вплив на структуру факела в умовах реверсивної камери.

4. Оцінити зміну течії димових газів та інтенсивність теплообміну вздовж усього газового тракту агрегату.

Для верифікації моделі за результатами реального експерименту було виконано розрахунки для двох видів палива: спершу для природного газу, а потім – для біогазу. Основні вхідні дані для моделювання наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Граничні умови що задавались на вході, навантаження котла 107%.

| Найменування величини        | Позначення      | Розмірність              | Дослідження 1 | Дослідження 2 |               | Експеримент (реж карта) |
|------------------------------|-----------------|--------------------------|---------------|---------------|---------------|-------------------------|
| Паливна суміш                |                 |                          | Природний газ | Біогаз        |               | Природний газ           |
| Компоненти                   |                 |                          | $\text{CH}_4$ | $\text{CH}_4$ | $\text{CO}_2$ |                         |
| Об'ємний компоненту          | вміст           | %                        | 100           | 70            | 30            | $\approx 98$            |
| Теплотворна здібність палива | $Q_{\text{нр}}$ | $\text{МДж/м}^3$         | 35            | 25            |               | 34,5                    |
| Витрата палива               | $G_{\text{нг}}$ | $\text{нм}^3/\text{год}$ | 310           | 442.7         |               | 310                     |
| Коефіцієнт надлишку повітря  | $\alpha$        | -                        | 1,32          | 1,32          |               | 1,32                    |
| Температура повітря          | $T_{\text{п}}$  | $^{\circ}\text{C}$       | 15            | 15            |               | 15                      |
| Температура газу             | $T_{\text{г}}$  | $^{\circ}\text{C}$       | 15            | 15            |               | 15                      |

Безпосередньо розрахунок робочих режимів котла виконувався на геометрії пальника з параметрами колектора  $d=4,0$  мм,  $s=3,5$  мм. Використання ідентичної конфігурації для обох видів палива дозволило

виокремити вплив густини та баластного  $\text{CO}_2$  на аеродинаміку та далекобійність газових струменів.

Порівняно з версією [74], адаптована зі стенду модель вирізняється насамперед тим що в ній реалізовано детальні поліноміальні залежності властивостей газів від температури. Такі уточнення гарантують коректність масштабування на об'єкт великої потужності та підвищують точність розрахунку локальних параметрів.

Отримані поля температури та швидкості потоку в камері згоряння і жаротрубному пучку для базового варіанта (природний газ) представлено на рис. 4.12.

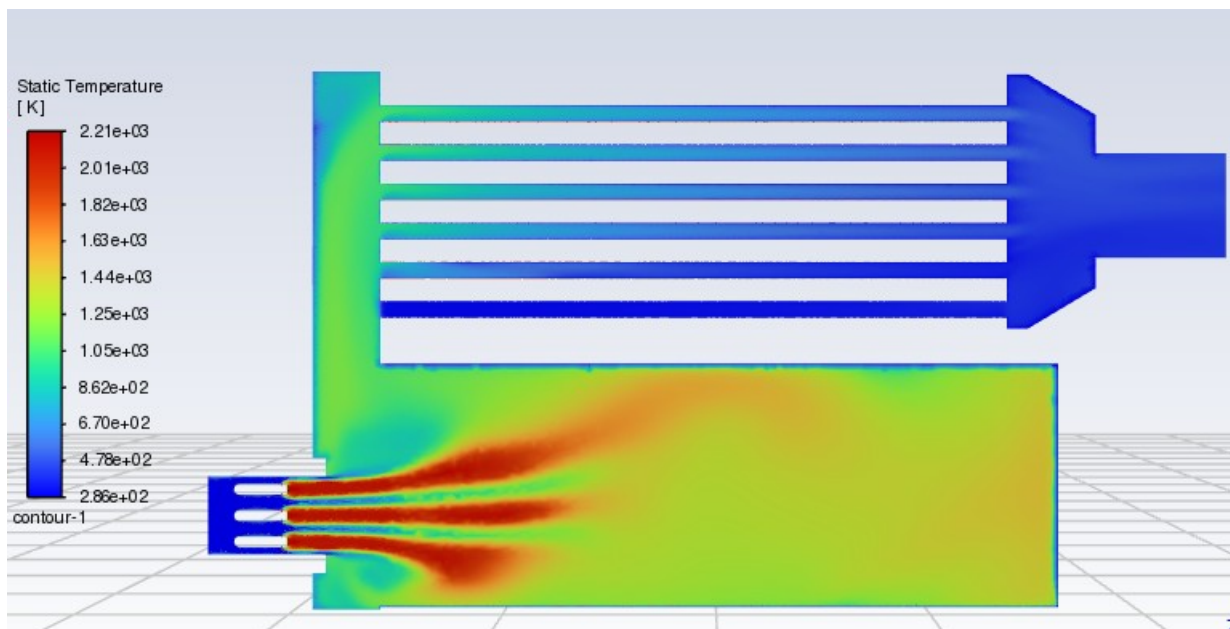


Рисунок 4.11 – Порівняння температурного поля продуктів згоряння у вертикальному осьових перетинах, для Дослідження 1

Порівняння з попереднім режимом показує чітку різницю: пікова температура в ядрі факела є вищою для природного газу (рис. 4.13). Водночас, температура продуктів згоряння на виході з димової труби, навпаки, вища для біогазу (див. табл. 4.3). Така поведінка повністю корелює з результатами лабораторного стенду; причини цієї розбіжності детально проаналізовано в розділі 3 та публікації [74].

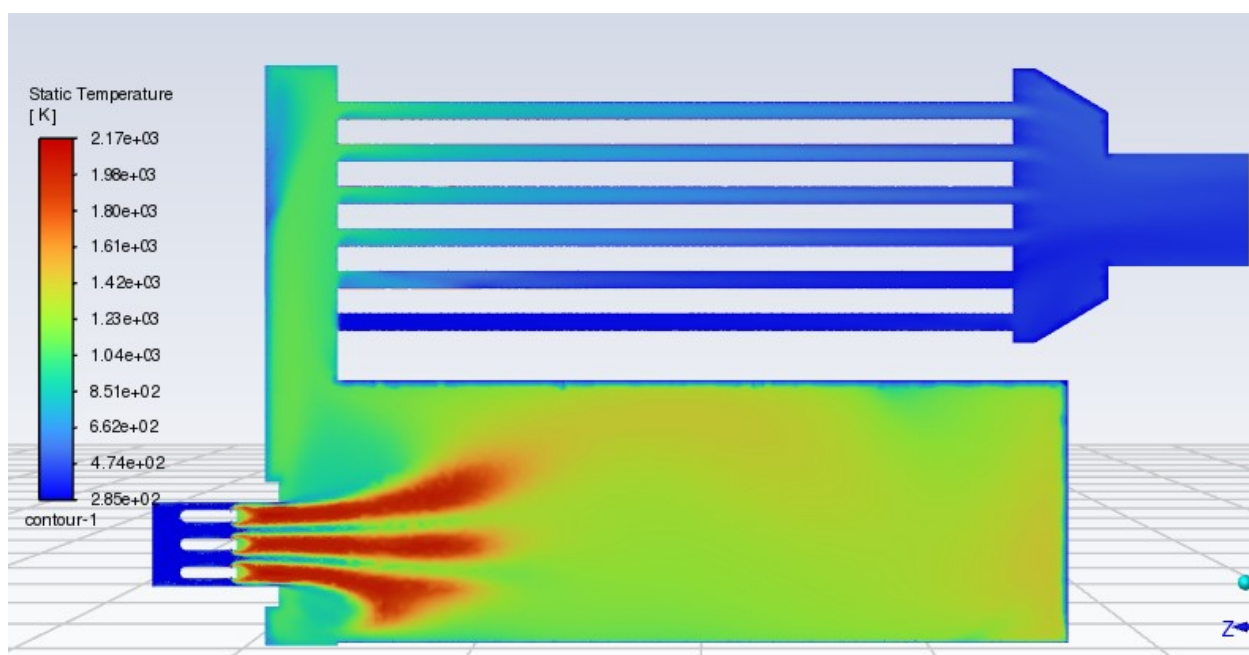


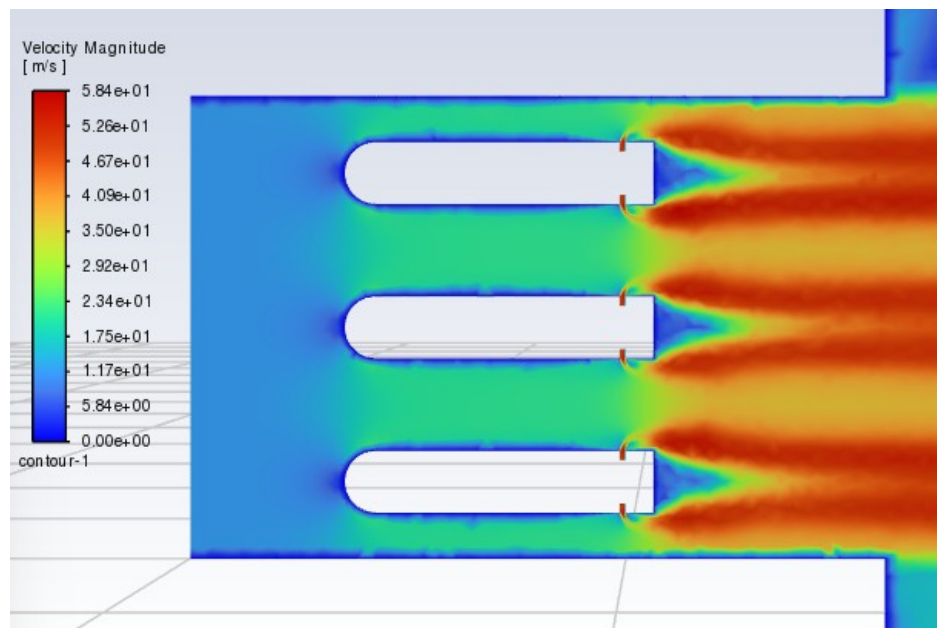
Рисунок 4.12 – Результати моделювання температурного поля для дослідження 2.

Спрогнозовані рівні викидів  $\text{NO}_x$  зведено в таблицю 4.3. Оцінка достовірності отриманих результатів базується на їх зіставленні з даними натурних випробувань даного котлоагрегату, викладеними в роботі [74]. Незважаючи на відмінність у конфігурації газового колектора (у моделі  $d=4$  мм,  $s=3,5$  мм проти  $d=3$  мм,  $s=3$  мм в експерименті), ідентичність об'єкта дослідження та незмінність граничних умов (витрата палива, коефіцієнт надлишку повітря) дозволяють використовувати експериментальні дані як реперні точки для верифікації фізико-хімічної моделі горіння.

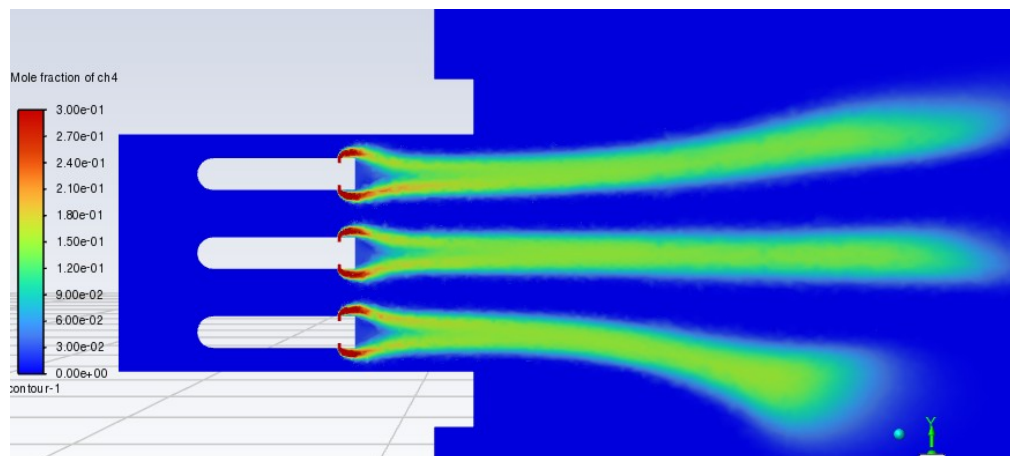
Таблиця 4. 3 Порівняння розрахункових параметрів на виході з котла при спалюванні різних видів палива

| Середні значення на виході з димової труби розрахункової моделі | Од. виміру | Дослідження 1 | Дослідження 2 | Експеримент |
|-----------------------------------------------------------------|------------|---------------|---------------|-------------|
| Температура димових газів                                       | °C         | 152           | 158           | 136         |
| Вміст оксидів азоту                                             | ppm        | 42            | 23            | 41          |

Критично важливим параметром для забезпечення ефективності струменево-нішової технології є відносна далекобійність паливних струменів. Аналіз гідродинамічних характеристик виявив суттєву відмінність між досліджуваними режимами: якщо у базовому варіанті (дослідження 1:  $d=3$  мм,  $s/d=4$ ) параметр гідродинамічної взаємодії становив  $q = 10,6$ , то в поточному дослідженні (дослідження 2:  $d=4$  мм,  $s/d=3$ ) при переході на біогаз цей показник зростає до  $q = 31,3$ . Як наслідок, далекобійність струменів біогазу є значно вищою, що візуалізується на полях розподілу швидкості та концентрації палива (рис. 4.14).



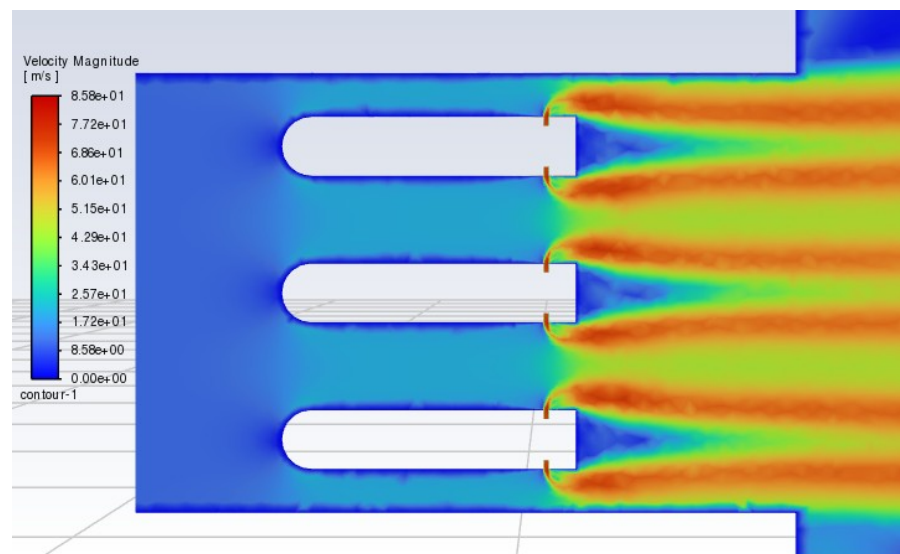
а)



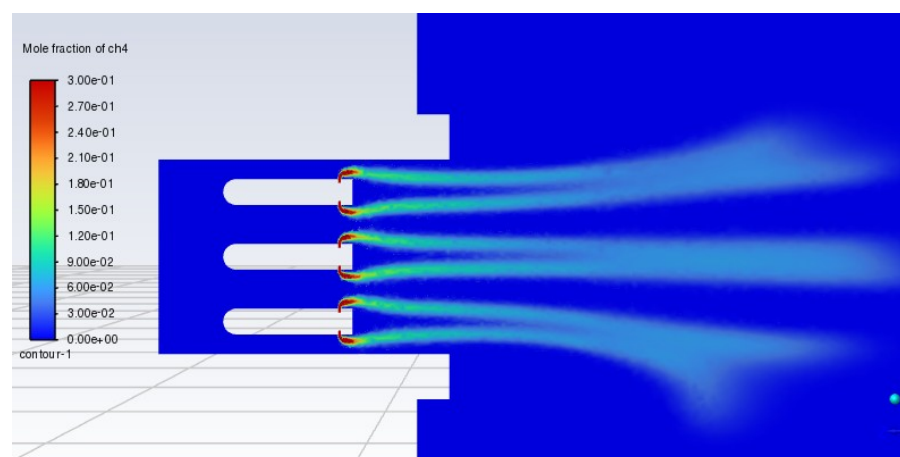
б)

Рисунок 4.13 – Поле розподілу швидкості та концентрації палива дослідження 1

Співставлення аеродинамічної структури з тепловими полями (рис. 4.12–4.13) дозволяє встановити прямий зв'язок між проникною здатністю струменів та характером вигорання. У випадку природного газу, через меншу масову витрату палива, струмені мають нижчий імпульс і локалізуються ближче до поверхонь стабілізатора, що свідчить про те, що дана геометрія колектора є пріоритетно адаптованою для умов спалювання біогазу. Натомість струмені біогазу, завдяки вищій швидкості витікання, проникають на більшу глибину в потік повітря, забезпечуючи інтенсивне турбулентне змішування компонентів та формування стабільного фронту полум'я з помірними піковими температурами.



а)



б)

Рисунок 4.14 – Поле: а) розподілу швидкості, та б) концентрації палива дослідження 2

## 4.6 Висновки до розділу 4

### 1. Створення та верифікація математичної моделі

У рамках даного етапу роботи розроблено комплексну CFD-модель що дозволяє досліджувати процеси технічного горіння газоподібного палива, зокрема природного газу та біогазу. Представлена повномасштабна тривимірна геометрична модель із задовільною точністю відтворює аеродинамічні особливості камери згоряння та пальникового пристрою.

Обґрунтовано доцільність використання RANS-підходу. Результати розрахунків показали, що комбінація моделі турбулентності Realizable  $k$ - $\epsilon$  (з опцією Enhanced Wall Treatment) та моделі горіння Eddy Dissipation дозволяє отримати стабільне рішення, яке адекватно відображає фізику процесу дифузійного горіння. Для врахування радіаційного теплообміну ефективною виявилася модель P-1, а використання опції Shell Conduction дозволило коректно змодельовати теплообмін без надмірного ускладнення розрахункової сітки.

### 2. Валідація моделі (порівняння з експериментом)

Верифікація результатів моделювання на вогневому стенді, що являє собою вогнетривку ділянку з пальниковим пристроєм, продемонструвала задовільну узгодженість із фізичним експериментом:

відхилення розрахункових профілів температури на основній ділянці теплообміну не перевищує 10 %;

інтегральні показники на виході збігаються з високою точністю: розрахункова температура димових газів склала 652 °C проти експериментальних 647 °C;

прогнозування емісії оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) також підтвердило коректність налаштувань: 43 ppm у розрахунку проти 42 ppm в експерименті.

Аналіз локальних розбіжностей виявив деяке завищення пікової температури в ядрі факела (5-15%). Це пояснюється використанням спрощеної одностадійної кінетичної схеми, яка не враховує ендотермічні ефекти процесу дисоціації.

### 3. Результати чисельного дослідження промислового котла ВК-32

На основі верифікованої моделі проведено розрахунок роботи водогрійного котла ВК-32 на біогазі. Отримано детальні поля розподілу температур і теплових потоків, аналіз яких дозволив зробити наступні висновки.

Тепловий режим: встановлено, що пікова температура в ядрі факела при спалюванні біогазу є нижчою, ніж при спалюванні метану (через баластний вплив  $\text{CO}_2$ ). Водночас, температура продуктів згоряння на виході з котла зросла в діапазоні 5-8 °С. Це пояснюється збільшенням масової витрати палива (необхідної для компенсації нижчої теплотворної здатності біогазу), що призводить до зростання швидкості продуктів згоряння та зменшення часу їх перебування в зоні теплообміну.

Екологічні показники: виявлено суттєвий позитивний ефект від використання біогазу. При спалюванні суміші з вмістом  $\text{CO}_2$  на рівні 30 % (об.) розрахункове зниження викидів  $\text{NO}_x$  склало приблизно 44 % порівняно з чистим метаном. Цей результат корелює з даними, отриманими на експериментальному стенді, та пояснюється зниженням пікових температур у зоні реакції.

Ефективність сумішоутворення: чисельний експеримент підтвердив конструктивну ефективність обраного газового колектора. Розрахункове значення гідродинамічного параметра  $q = 31,3$  забезпечує ефективну для біогазу глибину проникнення паливних струменів у потік окислювача, що забезпечує інтенсифікацію процесів змішування палива з повітрям.

В цілому, виконані дослідження підтверджують ефективність запропонованого комплексного підходу, що поєднує експеримент з поглибленим CFD-аналізом. Отримані результати свідчать про те, що переведення котлів типу ВК-32 на спалювання біогазу є технічно обґрунтованим та екологічно доцільним рішенням.

## ВИСНОВКИ

В роботі проведено комплексне дослідження робочого процесу універсальної пальникової системи, яка реалізує струменево-нішеву технологію горіння палива при переході від спалювання традиційного природного газу до біогазу. Шляхом експериментальних досліджень параметрів робочого процесу струменево-нішевого стабілізатору полум'я та подальшої верифікації математичної моделі горіння біогазового палива на основі отриманих даних в котельному агрегаті жаротрубного типу потужністю 2,5 Гкал отримано важливі науково технічні результати, які є перспективним напрямком розвитку універсальної технології горіння у контексті переходу до використання альтернативних палив об'єктами комунальної енергетики. Крім того, вектор на заміщення природного газу в енергобалансі теплокомуненерго є важливим етапом сталого розвитку енергетичного сектору країни.

У відповідності до зазначеного вище, отримано наступні наукові результати:

1. В роботі вперше отримано результати дослідження сталості горіння біогазу (модельної суміші) в пальникових пристроях струменево-нішевого типу. Встановлено закономірності впливу вмісту баластного  $\text{CO}_2$  в пальному газі та геометрію паливорозподілу стабілізатора пальникового пристрою на діапазон стійкого горіння суміші.

- Визначено, що відносний крок розташування отворів є визначальним в області «бідного зриву» факелу, зокрема, зменшення значення кроку з 3,0 до 2,5 дозволяє розширити діапазон сталого горіння в 1,5-1,7 рази по коефіцієнту надлишку повітря в залежності від швидкості потоку окисника. У разі наявності баластного  $\text{CO}_2$  в природному газі, вплив відносного кроку на діапазон сталого горіння мінімізується, так, для 50% суміші  $\text{CO}_2$  з природним газом максимальна різниця становить 1,25 і характерна для пускових швидкісних режимів системи. За умов роботи на номінальних швидкостях вплив зміни відносного кроку майже не прослідковується.

- Експериментально встановлено якісний та кількісний вплив вмісту баласту діоксиду вуглецю на звуження діапазону сталого горіння факелу. Наявність 50% CO<sub>2</sub> в суміші скорочує робочий діапазон системи у 1,8-2,2 рази в залежності від конфігурації паливорозподілу та режиму роботи пальника.

2. Вимірювання температур факелу та продуктів згоряння дозволило визначити впливові геометричні та режимні фактори системи.

- Збільшені діаметри паливних отворів призводять до затягування довжини факелу і деякого підвищення температури продуктів згоряння на виході з жарової ділянки. Встановлено, що факел за умов збільшеної конфігурації діаметрів 4,0 мм має довжину більшу на 23-27 % у порівнянні з модулем з діаметрами 3,0 мм. Наявність домішки діоксиду вуглецю також за певних умов призводить до скорочення факелу, але температури продуктів згоряння зростають. Зокрема, для відносного кроку  $\bar{S} = 3,5$  наявність 50% CO<sub>2</sub> скорочує факел на 20%, при цьому температура відхідних газів зростає на 40-50 °С, що становить 7-9% у порівнянні з природним газом. Характерною особливістю для всіх варіантів є збільшення температури відхідних газів за наявності CO<sub>2</sub> на 5-15% в залежності від умов баластування та геометрії паливорозподілу.

4. Визначено, що використання забаластованого з CO<sub>2</sub> природного газу в СНС значим чином впливає на гідродинамічну картину досліджуваного процесу в основному за рахунок значного збільшення глибини проникнення струменів палива у потік окисника. Встановлено, що визначальний вплив на гідродинамічний параметр системи  $q$  має відносний крок розташування отворів та вміст діоксиду вуглецю в паливі. Вимірювання показали, що вміст 30% CO<sub>2</sub> в суміші збільшує глибину проникнення в 1,7-1,8 разів у порівнянні зі струменями природного газу, а 50% суміш має глибину проникнення в 2,5-2,8 разів більшу в залежності від кроку розташування отворів. Зазначені особливості є важливим фактором з точки зору побудови багатомодульного пальникового пристрою струмінево-нішевого типу.

3. Дослідження емісійних характеристик дозволило визначити вплив основних режимних та геометричних параметрів на особливості проходження процесів горіння та утворення токсичних продуктів згоряння. За умов об'ємної домішки 50%  $\text{CO}_2$  до природного газу максимум емісії оксидів азоту відповідає робочим режимам досліджуваної пальникової системи ( $\alpha=1,2\dots1,22$ ), кількісно становить 50...60  $\text{мг/м}^3$  (20-22 ppm) і майже не залежить від конфігурації паливорозподілу та витрати палива. Експериментально підтверджено визначальний вплив відносного кроку  $\bar{S}$  на емісійні характеристики спалювання як природного газу так і його суміші з  $\text{CO}_2$  (до 30% по об'єму). Встановлено, що мінімальна концентрація  $\text{NO}_x$  у продуктах спалювання природного газу не перевищує 100  $\text{мг/м}^3$  для  $\bar{S} = 2,5$ , але збільшується по мірі збільшення відносного кроку на 30 та 70% для  $\bar{S} = 3,0$  та 3,5 відповідно. Суміш природного газу з домішкою 30% діоксиду вуглецю знижує емісію  $\text{NO}_x$  на 13-35% по мірі збільшення відносного кроку у порівнянні зі спалюванням природного газу.

Таким чином, модельне паливо максимально наближене за складом до реального біогазу показує дійсні можливості щодо покращення емісійних показників паливоспалювальної системи за рахунок регулювання геометрії паливорозподілу.

4. Встановлено взаємний вплив емісії оксидів азоту та  $\text{CO}$ , які для  $\text{NO}_x$  носять в основному «термічну» складову і опосередковано є показником утворення  $\text{CO}$  як основної складової хімічного недопалу. Таким чином, підвищення емісії  $\text{NO}_x$  є показником покращення глибини вигорання палива, зокрема вуглецю і супроводжується мінімумом емісії  $\text{CO}$ . З огляду на значне зниження концентрації оксидів азоту при баластуванні палива відбувається суттєве підвищення емісії  $\text{CO}$ , особливо це стосується області збіднених паливних сумішей ( $\alpha > 1,8$ ), що не є критичним з точки зору впровадження на котельному устаткуванні. З іншої сторони, робоча область у напрямі стехіометричного горіння для досліджуваної конфігурації пальників

обмежується значенням надлишку повітря  $\alpha=1,15\dots1,25$  і в основному регулюється відносним кроком газоподавальних отворів.

5. В роботі запропонована та верифікована методика чисельного моделювання (CFD) робочого процесу водогрійних котлів жаротрубного типу (на прикладі агрегату ВК-32) на базі спрощеної одностадійної моделі горіння Eddy Dissipation. Достовірність розрахункового підходу підтверджено зіставленням із даними лабораторних випробувань: розбіжність температурних полів на основній ділянці теплообміну не перевищує 10 % , а відхилення прогнозованої емісії оксидів азоту становить менше 1 % (43 ppm у розрахунку проти 42 ppm в експерименті).

Дослідження аеродинамічної структури в реверсній топці котла встановило, що геометрична адаптація колектора під біогаз суттєво підвищує проникну здатність струменів. Зокрема, при переході з природного газу на біогаз (70 %  $\text{CH}_4$  / 30 %  $\text{CO}_2$ ) параметр гідродинамічної взаємодії струменів зростає з  $q=10,6$  до  $q=31,3$ , що забезпечує інтенсивне турбулентне сумішоутворення на оптимальній глибині потоку.

Оцінка перерозподілу теплових полів при форсованому навантаженні котла (107 % та  $\alpha=1,32$ ) показала, що використання баластованого біогазу спричиняє зростання температури відхідних газів на виході з димової труби зі 152 °C до 158 °C. Водночас, завдяки зниженню пікових температур у ядрі факела, розрахункова емісія термічних оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) зменшується майже вдвічі – з 42 ppm до 23 ppm.

Незважаючи на похибки, зумовлені використанням одностадійної кінетики, представлена чисельна модель є достатньо інформативним методом для попереднього оцінювання та тестування технічних і режимних рішень паливоспалювального устаткування.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дульський А. І., Сторожук М. С. Альтернативні палива в енергетиці, проблеми та перспективи. *Вчені записки ТНУ імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2023. Том 34 (73), № 5. С. 300–306. DOI: <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.5/46>
2. Про Національний план скорочення викидів від великих спалювальних установок : розпорядження Кабінету Міністрів України від 08.11.2017 р. № 796-р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/796-2017-p> (дата звернення: 02.10.2021).
3. Фортунато К. Звіт про міжнародні добровільні та обов'язкові вуглецеві ринки з особливим акцентом на механізми, які застосовуються у випадку низьковуглецевого сільського господарства та потенційні можливості для українських розробників. Програма розвитку ООН (ПРООН) в Україні, 2022. URL: <https://www.undp.org/sites/g/files/zskgke326/files/2022-11/FINAL%20REPORT%20UNDP%20LH%20CARBON%20FARMING%20UKR.pdf>
4. Абдулін М.З., Сірий О.А., Кобилянська О.О. Енергоекологічна оцінка котельного устаткування, модернізованого на базі струменево-нішевої технології. *Проблеми машинобудування*. Том 25, №3. С. 46-55. DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2022.03.046>
5. Любчик Г. Н., Гордяк Р. М., Микулин Г. А., Шелковский Б. И., Зарицкий А. А. Экологический аудит газогорелочных устройств на основе применения метода базовых характеристик эмиссии NOx и CO. *Экотехнологии и ресурсосбережение*. 2007. № 4. С. 64–70.
6. Bharathiraja B., Sudharsana T., Jayamuthunagai J., Praveenkumar R., Chozhavendhan S., Iyyappan J. Biogas production – A review on composition, fuel properties, feed stock and principles of anaerobic digestion. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 90. P. 570–582. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.093>

7. Hosseini S. E., Wahid M. A. Development of biogas combustion in combined heat and power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014. Vol. 40. P. 868-875. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.204>
8. Abdulin M., Siryi O., Sheleshei T. Energy and ecological assessment of gas burning boiler equipment. *2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems (ESS)*. 2022. URL: <http://ess.ieee.org.ua>
9. Abdulin M. Z., Siryi O. A., Tkachenko O. M., Kunyk A. A. Boilers modernization due to energy-ecological improvement technology of burning. *Bulgarian Chemical Communications*. 2020. Vol. 52. Special iss. F. P. 14–19. DOI: 10.34049/bcc.52.F.0002
10. Stancin H., Mikulcic H., Wang X., Duic N. A review on alternative fuels in future energy system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2020. Vol. 128. 109927. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109927>
11. Brynolf S., Taljegard M., Grahn M., Hansson J. Electrofuels for the transport sector: a review of production costs. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 81. P. 1887–1905. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.288>
12. Ashurst J. V., Nappe T. M. Methanol Toxicity. *StatPearls*. Treasure Island (FL) : StatPearls Publishing, 2024. URL: <https://europepmc.org/article/nbk/nbk482121>
13. PubChem Compound Database; CID=8254, Dimethyl Ether. *National Center for Biotechnology Information (NCBI)*. 2016. URL: <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/8254> (дата звернення: 23.09.2016).
14. Lester M. S., Bramstoft R., Münster M. Analysis on electrofuels in future energy systems: a 2050 case study. *Energy*. 2020. Vol. 199. Art. no. 117408. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117408>
15. Гунько І. В. Тенденції диверсифікації енергоносіїв машинних агрегатів. *Техніка, енергетика, транспорт 2021. № 2 (113). С. 88–96. DOI: 10.37128/2520-6168-2021-2-10*

16. Lehtveer M., Brynolf S., Grahn M. What future for electrofuels in transport? Analysis of cost competitiveness in global climate mitigation. *Environmental Science & Technology*. 2019. Vol. 53. P. 1690–1697. DOI: <https://doi.org/10.1021/acs.est.8b05243>
17. Philipp Rungea, Christian Sölchb, Jakob Albertc, Peter Wasserscheidec, Gregor Zöttlb, Veronika Grimma. Economic comparison of different electric fuels for energy scenarios in 2035. *Applied Energy*. 2019. Vol. 233–234. P. 1078–1093. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.10.023>
18. Tarhan C., Çil M. A. A study on hydrogen, the clean energy of the future: Hydrogen storage methods. *Journal of Energy Storage*. 2021. Vol. 40. Art. no. 102676. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102676>
19. Hydrogen Production: Natural Gas Reforming. URL: <https://www.energy.gov/eere/fuelcells/hydrogen-production-natural-gas-reforming>
20. Autothermal Reforming: Enhancing Efficiency in Hydrogen Production. URL: <https://www.samuelengineering.com/2024/05/14/autothermal-reforming/>
21. Abdalla A. M., Hossain S., Nisfindy O. B., Azad A. T., Dawood M., Azad A. K. Hydrogen production, storage, transportation and key challenges with applications: a review. *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 165. P. 602–627. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.088>
22. El-Emam R. S., Ozcan H. Comprehensive review on the techno-economics of sustainable large-scale clean hydrogen production. *Journal of Cleaner Production*. 2019. Vol. 220. P. 593–609. DOI: [10.1016/j.jclepro.2019.01.309](https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.01.309)
23. Acar C., Dincer I. Review and evaluation of hydrogen production options for better environment. *Journal of Cleaner Production*. 2019. Vol. 218. P. 835–849. DOI: [10.1016/j.jclepro.2019.02.046](https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.02.046)
24. Valera-Medina A., Xiao H., Owen-Jones M., David W. I., Bowen P. J. Ammonia for power. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2018. Vol. 69. P. 63–102. DOI: [10.1016/j.pecs.2018.07.001](https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.07.001)
25. Потенціал аміаку: не лише добриво, а й чиста енергія. URL: <https://www.epravda.com.ua/columns/2023/03/2/697594/>

26. Помощник водорода. Станет ли аммиак главным "зеленым" топливом. URL: <https://e-b.com.ua/pomoshhnik-vodoroda-stanet-li-ammiak-glavnym-zelenym-toplivom-1464>
27. Breault R. W. Gasification processes old and new: a basic review of the major technologies. *Energies*. 2010. Vol. 3, No. 2. P. 216–240. DOI: <https://doi.org/10.3390/en3020216>
28. Barahmand Z., Eikeland M. S. A scoping review on environmental, economic, and social impacts of the gasification processes. *Environments*. 2022. Vol. 9, No. 7. 92. DOI: <https://doi.org/10.3390/environments9070092>
29. Pizzuti L., Martins C. A., Lacava P. T. Laminar burning velocity and flammability limits in biogas: A literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 62. P. 856-865. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.011>
30. Дульський А. І., Сірий О. А. CFD-моделювання процесу спалювання суміші метан-біогаз в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Вчені записки ТНУ імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2024. Том 35 (74), № 5. С. 6–13. DOI: <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.5.2/02>
31. Токарчук Д. М., Пришляк Н. В., Паламаренко Я. В. Перспективи використання відходів рослинництва на виробництво біогазу в Україні. *Агросвіт*. 2020. № 22. С. 51–57. DOI: [10.32702/2306-6792.2020.22.51](https://doi.org/10.32702/2306-6792.2020.22.51)
32. Співпраця України та ЄС в біометановому секторі: перспективи та перешкоди. DiXi Group. 2024. URL: [https://dixigroup.org/wp-content/uploads/2024/03/policy-brief\\_spivpraczya-ukrayiny-ta-yes-v-biometanovomu-sektori.pdf](https://dixigroup.org/wp-content/uploads/2024/03/policy-brief_spivpraczya-ukrayiny-ta-yes-v-biometanovomu-sektori.pdf)
33. Hakawati R., Smyth B. M., McCullough G., De Rosa F., Rooney D. What is the most energy efficient route for biogas utilization: heat, electricity or transport? *Applied Energy*. 2017. Vol. 206. P. 1076–1087. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.068>

34. Nonaka H., Pereira F. M. Experimental and numerical study of CO<sub>2</sub> content effects on the laminar burning velocity of biogas. *Fuel*. 2016. Vol. 182. P. 382-390. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.05.098>
35. Hinton N., Stone R. Laminar burning velocity measurements of methane and carbon dioxide mixtures (biogas) over wide ranging temperatures and pressures. *Fuel*. 2014. Vol. 116. P. 743-750. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.08.069>
36. Mitu M., Giurcan V., et al. Laminar Burning Velocity of Biogas-Containing Mixtures: A Literature Review. *Processes*. 2021. Vol. 9, No. 6. Article 996. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr9060996>
37. Wang Z., et al. Effects of Carbon Dioxide on Laminar Burning Speed and Flame Instability of Methane/Air and Propane/Air Mixtures: A Literature Review. *Energy & Fuels*. 2019. Vol. 33, No. 11. P. 10423–10438. DOI: <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.9b02346>
38. Сигал И. Я., Марасин А. В., Смихула А. В. Газогорелочные устройства для сжигания биогаза в котлах. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2014. № 3. С. 68–72. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/ETRS\\_2014\\_3\\_11](http://nbuv.gov.ua/UJRN/ETRS_2014_3_11)
39. Chan Y. L., Zhu M. M., Zhang Z. Z., Liu P. F., Zhang D. K. The effect of CO<sub>2</sub> dilution on the laminar burning velocity of premixed methane/air flames. *Energy Procedia*. 2015. Vol. 75. P. 3048–3053. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.621>
40. Zahedi P., Yousefi K. Effects of Pressure and Carbon Dioxide, Hydrogen and Nitrogen Concentration on Laminar Burning Velocities and NO Formation of Methane-Air Mixtures. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2014. Vol. 28, No. 1. P. 377–386. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-013-0970-5>
41. Toslak A. H., Variyenli H. İ., Karyeyen S. CH<sub>4</sub>-CO<sub>2</sub> Fuel Mixture Combustion and Emission Characteristics in a Combi Boiler Combustor. *Politeknik*

*Dergisi*. 2024. Vol. 27, No. 6. P. 2357–2376. DOI: <https://doi.org/10.2339/politeknik.1509907>

42. Leonov E., Trubaev P. The Effect of Biogas Composition on the Characteristics of The Combustion Process. *Diyala Journal of Engineering Sciences*. 2022. P. 1–9. DOI: <https://doi.org/10.24237/djes.2022.15201>

43. Khan F., Elbaz A. M., Saxena S., Mannaa O., Roberts W. L. Effect of CO<sub>2</sub> dilution on methane/air flames at elevated pressures: An experimental and modeling study. *Energy & Fuels*. 2021. Vol. 35, No. 3. P. 2639–2653. DOI: <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.0c03975>

44. Сигал И. Я., Марасин А. В., Смихула А. В., Сигал А. И., Колчев В. А. Экспериментальное исследование горения биогаза и его использование в промышленных котлах. *Альтернативная энергетика и экология*. 2013. № 17 (139). С. 84–89.

45. Boushaki T., et al. Effects of CO<sub>2</sub> dilution and O<sub>2</sub> enrichment on non-premixed turbulent CH<sub>4</sub>-air flames in a swirl burner. *Combustion Science and Technology*. 2018. Vol. 190, No. 1. P. 62–81. DOI: <https://doi.org/10.1080/00102202.2017.1409217>

46. Colorado A. F., Herrera B. A., Amell A. A. Performance of a flameless combustion furnace using biogas and natural gas. *Bioresource Technology*. 2010. Vol. 101, No. 7. P. 2443–2449. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2009.11.003>

47. Turns S. R. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications* (3rd ed.). McGraw-Hill Education, 2011. 776 p.

48. Lefebvre A. H., Ballal D. R. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions* (3rd ed.). CRC Press, 2010. 558 p.

49. Гуревич Н. А. Химическое влияние добавки CO<sub>2</sub> на скорость горения метана по теории Зельдовича. *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2011. № 5. С. 3–10.

50. Лавренцов Є. М., Сігал І. Я., Сміхула А. В., Домбровська Е. П., Кернажицька О. С., Марасін О. В. Досвід розробки, впровадження та модернізації водогрійних котлоагрегатів з двосвітними екранами та

щілиніними подовими пальниками. *Енерготехнології и ресурсосбережение*. 2019. № 3. С. 17–26. DOI: 10.33070/etars.3.2019.02

51. Mordaunt C. J., Pierce W. C. Design and preliminary results of an atmospheric-pressure model gas turbine combustor utilizing varying CO<sub>2</sub> doping concentration in CH<sub>4</sub> to emulate biogas combustion. *Fuel*. 2014. Vol. 124. P. 258–268. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.01.097>

52. Сігал І. Я., Сміхула А. В., Марасін О. В. Особливості заміщення природного газу біогазом в існуючих парових та водогрійних котлах. *Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики: збірник праць*. Київ: ІВЦ АЛКОН НАН України, 2022. С. 22–27. URL: [https://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2022/12/sbornik\\_2022.pdf](https://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2022/12/sbornik_2022.pdf)

53. Ghenai C., Janajreh I. Combustion of renewable biogas fuels. *Journal of Energy and Power Engineering*. 2015. Vol. 9, No. 10. P. 831–843. URL: [https://www.researchgate.net/publication/283047867\\_Combustion\\_of\\_Renewable\\_Biogas\\_Fuels](https://www.researchgate.net/publication/283047867_Combustion_of_Renewable_Biogas_Fuels)

54. Lavoie J.-M. Review on dry reforming of methane, a potentially more environmentally-friendly approach to the increasing natural gas exploitation. *Frontiers in Chemistry*. 2014. Vol. 2. Article 81. DOI: <https://doi.org/10.3389/fchem.2014.00081>

55. Abdulrasheed A., Jalil A. A., Gambo Y., Ibrahim M., Hambali H. U., Hamid M. Y. A review on catalyst development for dry reforming of methane to syngas: Recent advances. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019. Vol. 108. P. 175–193. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.03.054>

56. Stojanović A. M., et al. Experimental investigation on emission and stability of dual feed biogas swirl combustor. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*. 2016. Vol. 8, No. 2. Article 023104. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.4945571>

57. Abdulin M., Siryi O., Zhuchenko A., Abdulin A. Improvement of Reliability of Fire Engineering Equipment Based on a Jet-niche Technology.

58. Алешко С. А. Системы охлаждения микрофакельных горелочных устройств с плоскими стабилизаторами пламени : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06. Киев, 2013. 20 с.

59. ДСТУ ГОСТ EN 437:2014. Випробувальні гази. Випробувальний тиск. Категорії приладів.

60. ДСТУ ISO 13686:2015. Природний газ. Показники якості.

61. Боднар Л. А., Куленко О. *Особливості спалювання суміші газів в промислових теплогенеруючих установках.* 2023. PhD Thesis. ВНТУ.

62. Абдулін М. З., Сірий О. А. Дослідження стійкості горіння в струменево-нішовій системі при обмеженні далекобійності паливних струменів. *Енергетика.* 2014. № 3. С. 22–29.

63. Абдулін М. З. Розроблення теплофізичних засад технологій спалювання палив з застосуванням струменево-нішових систем : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14. Київ : НТУУ «КП», 2019. 390 с.

64. Кремлевский П. П. Расходомеры и счетчики количества : справочник. 4-е изд. Ленинград : Машиностроение, 1989. 701 с.

65. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами РД 50-213-80. Москва : Металлургия, 1980. 543 с.

66. ДСТУ EN 676:2022. Надувні пальники для газоподібного палива (EN 676:2020, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2022. 152 с.

67. Лисенко О. М., Ковальчук Т. В., Зайцев В. М. Основы газовой хроматографии : навчальний посібник. Київ: ВПЦ «Київський університет», 2013. 166 с.

68. Аналіз динамічної газової хроматографії:  
[https://ukrayinska.libretexts.org/Хімія/Аналітична\\_хімія/Фізичні\\_методи\\_в\\_хімії\\_та\\_нанонауці\\_%28Barron%29/05%3A\\_Кінетика\\_реакцій\\_та\\_шляхи/5.01%3A\\_Аналіз\\_динамічної\\_газової\\_хроматографії?utm\\_source=chatgpt.com](https://ukrayinska.libretexts.org/Хімія/Аналітична_хімія/Фізичні_методи_в_хімії_та_нанонауці_%28Barron%29/05%3A_Кінетика_реакцій_та_шляхи/5.01%3A_Аналіз_динамічної_газової_хроматографії?utm_source=chatgpt.com)

69. Аверьянов В. С., Шматко Д. З., Скобельський Р. Є. Определение вредных веществ выхлопных газов автотранспорта методом хроматографии. *Перспективні технології та прилади*. 2017. № 10. С. 7–11.
70. Хроматограф "Газохром 3101" : паспорт, техническое описание и инструкция по эксплуатации. 1974.
71. Chernousenko O., Butovsky L., Hranovska O., Moroz O., Starchenko O. Determining Basic Characteristics of Stabilizer Micro Torch Burners for the Combustion of Ballasted Fuel Gases. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 5, No. 8 (113). P. 51–65. DOI: doi:10.15587/1729-4061.2021.242984
72. Saediamiri M., Birouk M., Kozinski J. A. Enhancing the stability limits of biogas non-premixed flame. *Combustion Science and Technology*. 2016. Vol. 188, No. 11-12. P. 2077–2104. DOI: <https://doi.org/10.1080/00102202.2016.1211915>.
73. Abdulin M. Z., Siryi O. A. Research of hydrodynamic flame stabilizer with cross fuel feed characteristics. *Riga Technical University*. 2014. № 15. P. 32–38. URL: [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-35088-7\\_43](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-031-35088-7_43)
74. Дульський А. І., Сірий О. А. Дослідження робочого процесу водотрубно-димогарних котлів при роботі на біогазі. *Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки*. 2025. Вип. 50. С. 164–173. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.50.2025.336329>
75. Cериello G., Sorrentino G., Cavaliere A., Sabia P., de Joannon M., Ragucci R. The role of dilution level and canonical configuration in the modeling of MILD combustion systems with internal recirculation. *Fuel*. 2020. Vol. 264. Art. no. 116840. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116840>
76. Сірий О. А., Кобилянська О. О. CFD-модельовання процесу спалювання суміші метан-водень в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Вчені записки ТНУ імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2022. Том 33 (72), № 4. С. 172–180. DOI: <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.4/26>

77. Elattar H. F., et al. Impact of P-1 radiation model on simulated free jet flame characteristics of gaseous fuels: CFD with PDF approach. *Thermal Science*. 2023. Vol. 27.5 Part B. P. 3921–3938. DOI: <https://doi.org/10.2298/TSCI230109038E>
78. ANSYS, Inc. *ANSYS Fluent Theory Guide*. Release 14.0. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc., 2011. 826 p.
79. ANSYS, Inc. *ANSYS Fluent User's Guide*. Release 18.1. Canonsburg, PA: ANSYS, Inc., 2017. 3028 p.
80. Noor M. M., Wandel A. P., Yusaf T. Detail guide for CFD on the simulation of biogas combustion in bluff-body mild burner. *Proceedings of the 2nd International Conference on Mechanical Engineering Research (ICMER 2013)*. University of Southern Queensland, 2013. URL: <https://research.usq.edu.au/item/q1zy1/detail-guide-for-cfd-on-the-simulation-of-biogas-combustion-in-bluff-body-mild-burner>
81. Bendadi M. E. K., Habib M. Numerical Investigation of Non-premixed Methane-Air Piloted Flame Using Eddy Dissipation Model. *International Journal of Heat and Technology*. 2025. Vol. 43, No. 6. P. 1953–1964. DOI: <https://doi.org/10.18280/ijht.430610>.
82. Cala O. M., Meriño L., Kafarov V., Saavedra J. 3D CFD Simulation of Combustion in Furnaces Using Mixture Gases with Variable Composition. *Chemical Engineering Transactions*. 2018. Vol. 70. P. 121–126. DOI: 10.3303/CET1870021
83. Wang P. The model constant A of the eddy dissipation model. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2016. Vol. 16, No. 2. P. 75–86. DOI: <https://doi.org/10.1504/PCFD.2016.075154>.
84. Технічні характеристики котла сталевого водогрійного КСВа-2,5 "БК-32". URL: <https://megavat.com.ua/products/kotly-vodogrijni/kotly-stalevi-vodogrijni-ksva-vk-32/ksva-2-5-vk-32/>
85. Абдулін М. З., Горбань К. С., Сірий О. А. Взаємозв'язок робочого процесу пального пристрою на основі струменево-нішової технології

спалювання газу з екологічними аспектами роботи вогнетехнічних об'єктів. *Теплофізика та теплоенергетика*. 2019. Том 41, № 3. С. 63–69. DOI: <https://doi.org/10.31472/tpe.3.2019.9>

86. Сірий О. А., Кобилянська О. О. Шляхи покращення сталості горіння в стабілізаторних елементах прямоточних пальникових систем. *Вчені записки ТНУ імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2023. Том 34 (73), № 5. DOI: <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.5/47>

## Копії свідоцтв про повірку газоаналізатора ОКСИ 5М-5НД

167

## ДОДАТОК Б

### Сертифікат на калібрувальну газову суміш хроматографа

| ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО<br>"ВСЕУКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ НАУКОВО-ВИРОБНИЧИЙ ЦЕНТР<br>СТАНДАРТИЗАЦІЇ, МЕТРОЛОГІЇ, СЕРТИФІКАЦІЇ ТА ЗАХИСТУ ПРАВ<br>СПОЖИВАЧІВ" (ДП "УКРМЕТРТЕСТСТАНДАРТ") |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|--------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-------------|
| Київ, 03143, вул. Метрологічна, 4      тел. 526-36-87                                                                                                                             |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| www.ukrcsm.kiev.ua,      pgs@ukrcsm.kiev.ua                                                                                                                                       |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| Сертифікат COOMET QSF-R84 від 30.09.2021 (ISO/IEC 17025)                                                                                                                          |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| Сертифікат COOMET QSF-R85 від 30.09.2021 (ISO 17034)                                                                                                                              |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| <b>СЕРТИФІКАТ</b>                                                                                                                                                                 |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| № 1956 -44/25                                                                                                                                                                     |                                   |                    | Виданий: 11.09.2025                                                                                                      |                                         |             |
| Калібрувальна газова суміш                                                                                                                                                        |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| CO – H <sub>2</sub> – CH <sub>4</sub> – CO <sub>2</sub> – N <sub>2</sub>                                                                                                          |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| Випускається згідно з ТУ У 24.1-02568182-001:2005,<br>(Зміна №1, від 10.06.13) і є стандартним зразком складу газової суміші                                                      |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| Визначені компоненти                                                                                                                                                              |                                   | Об'ємна частка, %  |                                                                                                                          | Абсолютна розширена невизначеність, % * |             |
| Оксид вуглецю                                                                                                                                                                     |                                   | 1,01               |                                                                                                                          | 0,05                                    |             |
| Водень                                                                                                                                                                            |                                   | 0,20               |                                                                                                                          | 0,01                                    |             |
| Метан                                                                                                                                                                             |                                   | 0,50               |                                                                                                                          | 0,02                                    |             |
| Діоксид вуглецю                                                                                                                                                                   |                                   | 12,1               |                                                                                                                          | 0,1                                     |             |
| Примітка * коефіцієнт охоплення дорівнює 2                                                                                                                                        |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| Метрологічна простежність: ДЕТУ 05-01-15, ДП «УКРМЕТРТЕСТСТАНДАРТ»                                                                                                                |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| Суміш токсична, незаймиста                                                                                                                                                        |                                   |                    |                                                                                                                          |                                         |             |
| № балона                                                                                                                                                                          | Місткість балона, дм <sup>3</sup> | Тиск у балоні, МПа | Мінімальний робочий тиск, МПа                                                                                            | Температура зберігання, °C              | Тип вентиля |
| 6983                                                                                                                                                                              | 8                                 | 7,0                | 0,5                                                                                                                      | -30 + +35                               | КВ-1М       |
| Термін придатності суміші:                                                                                                                                                        |                                   |                    | 11.09.2026                                                                                                               |                                         |             |
| Виконавець:                                                                                    |                                   |                    | Вчений зберігач вторинного еталона  |                                         |             |
| Шпільний С.А.                                                                                                                                                                     |                                   |                    | Якубов С.Є.                                                                                                              |                                         |             |

стор 1 з 2

## ДОДАТОК В

Результати експериментальних досліджень бідного зриву полум'я шляхом збільшення витрати повітря

| d=3, S=3                   | P <sub>б</sub> =100100 Па | CH <sub>4</sub> 100% |     |     | CO <sub>2</sub> 30%/ CH <sub>4</sub> 70% |    |      | CO <sub>2</sub> 50%/ CH <sub>4</sub> 50% |      |      |
|----------------------------|---------------------------|----------------------|-----|-----|------------------------------------------|----|------|------------------------------------------|------|------|
| CH <sub>4</sub>            | t <sub>жовта</sub> , °C   | 22                   | 22  | 22  | 22                                       | 22 | 22   | 22                                       | 22   | 22   |
| CO <sub>2</sub>            | t <sub>синя</sub> , °C    |                      |     |     | 22                                       | 22 | 22   | 22                                       | 22   | 22   |
| Пов                        | t <sub>нап пов</sub> , °C | 21                   | 21  | 21  | 21                                       | 21 | 21   | 21                                       | 21   | 21   |
| CH <sub>4</sub>            | P <sub>от</sub> , Па      | 60                   | 56  | 58  | 56                                       | 58 | 57   | 59                                       | 56   | 56   |
|                            | ΔP, Па                    | 29                   | 26  | 28  | 32                                       | 30 | 30   | 39                                       | 35   | 35   |
|                            | P, Па                     | 42                   | 40  | 41  | 50                                       | 43 | 43   | 60                                       | 60   | 60   |
| CO <sub>2</sub>            | P <sub>от</sub> , Па      |                      |     |     | 27                                       | 27 | 27   | 50                                       | 59   | 59   |
|                            | ΔP, Па                    |                      |     |     | 70                                       | 70 | 70   | 140                                      | 175  | 175  |
|                            | P, Па                     |                      |     |     | 70                                       | 71 | 71   | 145                                      | 183  | 183  |
| Повітря                    | W (м/с)                   | 6,6                  | 6,6 | 6,9 | 4,2                                      | 4  | 4,02 | 3,5                                      | 1,65 | 1,65 |
| G =0,2 м <sup>3</sup> /год |                           |                      |     |     |                                          |    |      |                                          |      |      |

| d=3, S=3                   | P <sub>б</sub> =100100 Па | CH <sub>4</sub> 100% |      |     | CO <sub>2</sub> 30%/ CH <sub>4</sub> 70% |      |      | CO <sub>2</sub> 50%/ CH <sub>4</sub> 50% |      |      |
|----------------------------|---------------------------|----------------------|------|-----|------------------------------------------|------|------|------------------------------------------|------|------|
| CH <sub>4</sub>            | t <sub>жовта</sub> , °C   | 22                   | 22   | 22  | 22,3                                     | 22,4 | 22,4 | 22,4                                     | 22,3 | 22,3 |
| CO <sub>2</sub>            | t <sub>синя</sub> , °C    |                      |      |     | 22                                       | 22   | 22   | 21,9                                     | 22,1 | 22,1 |
| Пов                        | t <sub>нап пов</sub> , °C | 21                   | 21   | 21  | 21                                       | 21,2 | 21,2 | 21                                       | 20,8 | 20,9 |
| CH <sub>4</sub>            | P <sub>от</sub> , Па      | 37                   | 37   | 38  | 38                                       | 39   | 39   | 41                                       | 42   | 42   |
|                            | ΔP, Па                    | 15                   | 15   | 16  | 18                                       | 18   | 18   | 23                                       | 20   | 22   |
|                            | P, Па                     | 25                   | 26   | 27  | 30                                       | 31   | 31   | 40                                       | 40   | 40   |
| CO <sub>2</sub>            | P <sub>от</sub> , Па      |                      |      |     | 18                                       | 18   | 18   | 41                                       | 38   | 38   |
|                            | ΔP, Па                    |                      |      |     | 45                                       | 45   | 45   | 105                                      | 90   | 93   |
|                            | P, Па                     |                      |      |     | 50                                       | 50   | 50   | 87                                       | 99   | 100  |
| Повітря                    | W (м/с)                   | 5,3                  | 5,25 | 5,6 | 4                                        | 4,1  | 4,06 | 2,8                                      | 3,4  | 3,2  |
| G =0,5 м <sup>3</sup> /год |                           |                      |      |     |                                          |      |      |                                          |      |      |

| d=3, S=3                 | P <sub>б</sub> =100100 Па | CH <sub>4</sub> 100% |      |      | CO <sub>2</sub> 30%/ CH <sub>4</sub> 70% |      |      | CO <sub>2</sub> 50%/ CH <sub>4</sub> 50% |      |      |
|--------------------------|---------------------------|----------------------|------|------|------------------------------------------|------|------|------------------------------------------|------|------|
| CH <sub>4</sub>          | t <sub>жовта</sub> , °C   | 22,5                 | 22,5 | 22,4 | 22,3                                     | 22,4 | 22,4 | 22,5                                     | 22,2 | 22,4 |
| CO <sub>2</sub>          | t <sub>синя</sub> , °C    |                      |      |      | 22                                       | 22,2 | 22   | 22,2                                     | 22,1 | 22,2 |
| Пов                      | t <sub>нап пов</sub> , °C | 20,9                 | 21,2 | 21   | 21,3                                     | 21,4 | 21   | 21,1                                     | 21   | 21   |
| CH <sub>4</sub>          | P <sub>от</sub> , Па      | 75                   | 76   | 75   | 75                                       | 76   | 77   | 73                                       | 76   | 79   |
|                          | ΔP, Па                    | 43                   | 43   | 43   | 45                                       | 50   | 50   | 53                                       | 54   | 55   |
|                          | P, Па                     | 60                   | 60   | 61   | 70                                       | 75   | 77   | 85                                       | 87   | 90   |
| CO <sub>2</sub>          | P <sub>от</sub> , Па      |                      |      |      | 34                                       | 40   | 38   | 70                                       | 70   | 71   |
|                          | ΔP, Па                    |                      |      |      | 90                                       | 107  | 100  | 240                                      | 240  | 240  |
|                          | P, Па                     |                      |      |      | 90                                       | 110  | 108  | 250                                      | 250  | 260  |
| Повітря                  | W (м/с)                   | 9                    | 8,7  | 8,9  | 5,3                                      | 5,5  | 5,35 | 2,31                                     | 4,45 | 4    |
| G =1 м <sup>3</sup> /год |                           |                      |      |      |                                          |      |      |                                          |      |      |

| d=4, S=3                   | P <sub>б</sub> =100100 Па | CH <sub>4</sub> 100% |      | CO <sub>2</sub> 30%/ CH <sub>4</sub> 70% |      | CO <sub>2</sub> 50%/ CH <sub>4</sub> 50% |      |      |
|----------------------------|---------------------------|----------------------|------|------------------------------------------|------|------------------------------------------|------|------|
| CH <sub>4</sub>            | t <sub>жовта</sub> , °C   | 21,8                 | 22   | 22                                       | 22   | 22,2                                     | 22   | 22   |
| CO <sub>2</sub>            | t <sub>синя</sub> , °C    | 21,9                 | 21,9 | 21,9                                     | 21,8 | 21,9                                     | 21,9 | 21,8 |
| Пов                        | t <sub>нап пов</sub> , °C | 20,9                 | 20,8 | 20,8                                     | 20,9 | 20,9                                     | 21   | 20,8 |
| CH <sub>4</sub>            | P <sub>от</sub> , Па      | 38                   | 38   | 38                                       | 38   | 46                                       | 40   | 40   |
|                            | ΔP, Па                    |                      |      |                                          |      |                                          |      |      |
|                            | P, Па                     |                      |      |                                          |      |                                          |      |      |
| CO <sub>2</sub>            | P <sub>от</sub> , Па      |                      |      | 19                                       | 18   | 39                                       | 45   | 45   |
|                            | ΔP, Па                    |                      |      |                                          |      |                                          |      |      |
|                            | P, Па                     |                      |      |                                          |      |                                          |      |      |
| Повітря                    | W (м/с)                   | 5,05                 | 5    | 4,25                                     | 4,24 | 3,95                                     | 3,4  | 3,4  |
| G =0,2 м <sup>3</sup> /год |                           |                      |      |                                          |      |                                          |      |      |

| d=4, S=3                   | P <sub>6</sub> =100100 Па | CH <sub>4</sub> 100% |      |      | CO <sub>2</sub> 30%/ CH <sub>4</sub> 70% |      | CO <sub>2</sub> 50%/ CH <sub>4</sub> 50% |      |
|----------------------------|---------------------------|----------------------|------|------|------------------------------------------|------|------------------------------------------|------|
| CH <sub>4</sub>            | t <sub>жовта</sub> , °C   | 22,2                 | 22   | 22,1 | 22,2                                     | 22,1 | 22,2                                     | 22,2 |
| CO <sub>2</sub>            | t <sub>синя</sub> , °C    | 21,9                 | 21,9 | 21,9 | 21,9                                     | 21,8 | 21,9                                     | 21,9 |
| Повітря                    | t <sub>нап пов</sub> , °C | 20,7                 | 20,7 | 20,9 | 21,1                                     | 21   | 20,9                                     | 20,9 |
| CH <sub>4</sub>            | P <sub>от</sub> , Па      | 95                   | 96   | 96   | 95                                       | 95   | 100                                      | 100  |
|                            | ΔP, Па                    | 65                   | 65   | 65   | 71                                       | 71   | 95                                       | 95   |
|                            | P, Па                     | 87                   | 87   | 87   | 100                                      | 100  | 148                                      | 148  |
| CO <sub>2</sub>            | P <sub>от</sub> , Па      |                      |      |      | 46                                       | 46   | 102                                      | 102  |
|                            | ΔP, Па                    |                      |      |      | 128                                      | 128  | 470                                      | 470  |
|                            | P, Па                     |                      |      |      | 130                                      | 130  | 510                                      | 510  |
| Повітря                    | W (м/с)                   | 8,9                  | 8,46 | 8,6  | 7,1                                      | 7,3  | 5,7                                      | 5,7  |
| G =0,5 м <sup>3</sup> /год |                           |                      |      |      |                                          |      |                                          |      |

| d=4, S=3                 | P <sub>6</sub> =100300 Па | CH <sub>4</sub> 100% |      | CO <sub>2</sub> 30%/ CH <sub>4</sub> 70% |      | CO <sub>2</sub> 50%/ CH <sub>4</sub> 50% |      |
|--------------------------|---------------------------|----------------------|------|------------------------------------------|------|------------------------------------------|------|
| CH <sub>4</sub>          | t <sub>жовта</sub> , °C   | 22,3                 | 22,2 | 22,4                                     | 22,3 | 22,3                                     | 22,3 |
| CO <sub>2</sub>          | t <sub>синя</sub> , °C    | 22,4                 | 22,3 | 22,3                                     | 22,4 | 22,4                                     | 22,4 |
| Пов                      | t <sub>нап пов</sub> , °C | 21,7                 | 21,6 | 21,6                                     | 21,6 | 21,6                                     | 21,5 |
| CH <sub>4</sub>          | ΔP, Па                    | 155                  | 155  | 158                                      | 155  | 160                                      | 155  |
|                          | P, Па                     | 173                  | 168  | 215                                      | 215  | 280                                      | 280  |
| CO <sub>2</sub>          | ΔP, Па                    |                      |      | 28                                       | 30   | 135                                      | 145  |
|                          | P, Па                     |                      |      | 90                                       | 95   | 265                                      | 275  |
| Повітря                  | W (м/с)                   | 11,8                 | 11,8 | 10,5                                     | 10,5 | 8,6                                      | 8,7  |
| G =1 м <sup>3</sup> /год |                           |                      |      |                                          |      |                                          |      |

## ДОДАТОК Г

Результати хроматографічного аналізу складу природного газу  
використаного в дослідженні

Анализ Природного газа 25.07.2023г. КПИ

Анализ проб газа проводили на газовом хроматографе  
6890N фирмы Agilent.

Условия анализа:

Детектор - катарометр. Температура детектора :

Газ-носитель - аргон.

Анализ легких газов проводился на колонке MOLSIV длиной 15 м.

Анализ углеводородов - на колонке PLOTQ длиной 15 м.

Величина дозы 0,25 мл

Образцы газа вводили непосредственно в дозатор хроматографа.

| Наименов. |                                 | Проба ПГ |
|-----------|---------------------------------|----------|
|           |                                 | %        |
| Азот      | N <sub>2</sub>                  | 2.493    |
| Метан     | CH <sub>4</sub>                 | 89.859   |
| Этилен    | C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>   | 0.382    |
| Ацетилен  | C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>   | 3.769    |
| Этан      | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>   | 0.252    |
| Пропан    | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>   | 0.392    |
| изоБутан  | iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | 0.166    |
| н Бутан   | nC <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | 0.131    |
| Пентан    | iC <sub>5</sub> H <sub>12</sub> | 0.002    |
| Пентан    | neo C <sub>5</sub>              | 0.003    |

## ДОДАТОК Д

### Акт впровадження результатів дисертаційної роботи

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Генеральний директор  
ТОВ «НВК»СНТ»  
І.М. ПІСКУН



\_\_\_\_\_ 2026 р.

#### Акт

**впровадження результатів дисертаційної роботи,  
«Покращення екологічних показників водогрійних котлів при  
спалюванні біогазу на основі струменево-нішевої технології»,  
аспіранта групи ТУ-21ф, Дульського А.І.**

Даний акт складений про те, що у НВК «Струменево-нишова технологія» впроваджено основні результати теоретичних і експериментальних досліджень вказаної дисертаційної роботи.

Дисертацію присвячено дослідженню закономірностей процесу горіння біогазового палива в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. В роботі представлені рекомендації щодо адаптації струменево-нішевого стабілізатору для спалювання біогазу у водогрійних котлах жаротрубного типу. Виконані дисертаційні дослідження сприятимуть забезпеченню енерго-екологічному широкомасштабному впровадженню технології.

Результати дисертаційної роботи будуть використані підприємством при проектуванні промислового газопальникового устаткування.

Технічний керівник

(підпис) (П.І.Б)

10 квітня 2026 р.