

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

Кобилянська Ольга Олександрівна

УДК 621.43.056

ДИСЕРТАЦІЯ

Підвищення ефективності робочого процесу струменево-нішевих пальників за
рахунок домішок водню

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

_____ Ольга КОБИЛЯНСЬКА

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

Київ – 2024

АНОТАЦІЯ

Кобилянська О.О. Підвищення ефективності робочого процесу струменево-нішевих пальників за рахунок домішок водню – 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, 2024.

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

Дисертацію присвячено дослідженню закономірностей процесу горіння традиційних вуглеводневих палив при додаванні водню в умовах струменево-нішевого стабілізатора полум'я, робочий процес якого визначає ефективність універсальних дифузійно-кінетичних промислових пальникових пристроїв. В роботі представлені рекомендації щодо адаптації струменево-нішевого стабілізатору для спалювання традиційних газоподібних палив у суміші з воднем. За результатами широкого промислового впровадження пальникових пристроїв струменево-нішевого типу розроблено рекомендації стосовно оцінки емісійних показників модернізованого вогнетехнічного устаткування. Отримані результати є продовженням робіт із вдосконалення робочого процесу пальників, які реалізують струменево-нішеву технологію горіння.

В роботі показана актуальність теми, яка підкреслює необхідність переходу до безвуглецевих технологій спалювання палив. Так, поступове заміщення традиційних палив альтернативними є важливою задачею на найближчий період та має супроводжуватися науково-обґрунтованими рекомендаціями.

У **вступі** наводиться обґрунтування актуальності теми дослідження, сформульовано мету та задачі дослідження, визначено об'єкт, предмет, наукову новизну та практичну цінність отриманих результатів, показано особистий внесок здобувача та висновки. Представлено відомості щодо апробації результатів

досліджень та напрямки їх потенційного використання. Описано загальний обсяг дисертаційної роботи та її структуру.

В **першому розділі** відображено актуальність даної тематики. Проаналізовано перспективи використання альтернативних газів, таких як: сланцевий газ, шахтний метан, спалювання біогазу, газифікація, використання водню, аміаку. Розглянуто основні особливості водню як палива. Способи виробництва, зберігання та транспортування водню. Теоретичний вплив спалювання водню на екологічні показники. Показано основні аспекти, які треба враховувати при спалюванні суміші водню з природним газом.

Проаналізовано результати попередніх досліджень спалювання водню і встановлено основні фактори впливу водню на процес горіння, в порівнянні зі спалюванням природного газу, а саме: вплив на нормальну швидкість горіння, межі займання, геометрію факела, температури горіння.

Окрема увага присвячена дослідженню впливу додавання водню до палива на емісію шкідливих компонентів. В ході досліджень авторами показано, що додавання водню призводить до підвищення температури в зоні горіння, а отже і до зростання викидів токсичних оксидів азоту. Натомість викиди CO та CO₂ зменшуються.

Однією з найбільш ефективних вітчизняних технологій горіння є Струменевонішева технологія, яка має широку географію та номенклатуру ефективно модернізованого газоспалювального устаткування. В контексті основних переваг технології, спалювання сумішного газу з воднем постає перспективним напрямком розвитку вже існуючих науково-технічних рішень.

Для проведення досліджень розроблено експериментальний стенд, який дозволяє проводити багатоваріантні дослідження, визначати вплив геометричних та режимних параметрів системи на характеристики робочого процесу пальників. Застосування теплової моделі стабілізації горіння забезпечує теоретичне обґрунтування технічних рішень щодо покращення надійності та ефективності експлуатації вогнетехнічного устаткування. Отримані результати дозволяють розробити комплексні рекомендації, щодо спалювання суміші традиційних палив з

воднем з ціллю покращення робочих та екологічних показників паливоспалювального устаткування.

В **другому розділі** наведено схему лабораторного стенду, детально представлено методику проведення експерименту і обробки отриманих даних при спалюванні традиційних паливних газів та їх суміші з воднем в умовах струменевої системи.

В розділі особливу увагу приділено опису конструкції стенда та наведено вимірювальне обладнання, яке використовувалось під час досліджень. В методиці проведення досліджень описано умови проведення вимірювань та особливості підготовки апаратури до вимірювань.

Так, в ході експерименту фіксувались: тиск та температура повітря на вході у вимірювальну ділянку; витрати та температури паливних газів; температура продуктів згоряння по довжині факела та на виході з високотемпературної ділянки; емісійні характеристики СНС, в тому числі CO, CO₂ та NO_x, витрати компонентів горіння на зривних режимах та режимах запалювання суміші. Емісійні показники вимірювались за допомогою газоаналізаторів Testo-330 1LL та OKSI 5M-5H.

В розділі наведено методику обробки експериментальних даних та методику тарування звужуючих пристроїв вимірювання витрати з використанням сопла Вітошинського, наведено порядок обробки результатів вимірювань.

Окрема увага приділена оцінці похибок вимірювання, а саме: похибці вимірювання емісійних характеристик СНС та похибці вимірювання швидкості потоку повітря.

В **третьому розділі** наведено результати експериментального дослідження процесу горіння природного газу та пропан-бутану в суміші з воднем. Наведені фотографії факела, які наглядно показують, що додавання водню кардинально змінює структуру факела спалюваної суміші, що пояснюється підвищенням реакційної здатності палива. Результати вимірювання температур у відкритому факелі показало збільшення температури в усті пальника при додаванні водню більше 50% на 35...40°C і для чистого водню на 100-120°C у порівнянні з природним газом. Також додавання водню призводить до збільшення значення

гідродинамічного параметра q , що характеризує далекобійність струменів, що важливо врахувати при адаптації пальників СНТ до спалювання водневмісних палив.

В роботі досліджено вплив домішок водню на стабілізаційні характеристики спалювання природного газу в об'ємному співвідношенні 30%, 50% та 70% по водню. Показано, що додавання водню значно розширяє межі зриву. Коефіцієнт регулювання пальника при цьому суттєво підвищується.

Також було проведено дослідження впливу домішки водню в об'ємному співвідношенні 50% на 50% за різної теплової потужності на розподіл температур. Показано, що додавання водню локально підвищує температури горіння суміші.

Експериментально досліджено вплив домішки водню на рівень емісії оксидів азоту та вуглецю у продуктах спалювання сумішевих палив. Встановлено закономірності утворення CO та NO_x в залежності від геометричних та режимних параметрів стабілізатора. Так, результати обробки експериментальних даних показали, що викиди оксидів азоту збільшуються приблизно на 65% при потужності пальника 20 кВт і становлять $C_{\text{NO}_x}=57$ ppm. Підвищення потужності пальника до 30 кВт призводить до збільшення емісії шкідливих газів на 20%. В свою чергу, для потужності пальника $N=20$ кВт емісія оксидів вуглецю майже втричі менше (а для випадку $N=30$ кВт – в 1,7 раза менше), ніж для природного газу без додавання водню. Для пропан-бутану підвищення концентрації оксидів азоту у продуктах згоряння не перевищує 40% і проявляється в більшій мірі у перехідних режимах роботи. Різниця між викидами CO з додаванням водню і для чистого пропан-бутану має майже однакову картину. Тобто, за умов проведення досліджень водень майже не впливає на екологічні характеристики спалювання пропан-бутану.

В розділі було проведено стехіометричний розрахунок викидів CO_2 у випадку заміщення метану воднем на 50% за об'ємом. Результати розрахунків показали зниження емісії CO_2 на 23,0%. Також проведено теоретичний розрахунок викидів CO_2 за ГКД 34.02.305-2002, в результаті розрахунку встановлено, що зниження викидів у випадку заміщення природного газу воднем на 50% за об'ємом складає –

24,0%. Представлені теоретичні результати корелюються з характеристикою отриманою за результатами газового аналізу.

В роботі наведені приведені показники концентрації оксидів азоту, які використовуються при проведенні екологічного аудиту палинкових пристроїв.

Надані рекомендації щодо адаптації конструкції струмінево-нішевого стабілізатору до спалювання сумішних палив в пальниках СНТ.

В **четвертому розділі** наведено результати енергоекологічної оцінки паливоспалюючого устаткування.

Так, за результатами аналізу емісійних показників модернізованого вогнетехнічного обладнання потужністю 0,5–60 МВт отримано дані для оцінки емісійних показників котлів малої та середньої потужності залежно від основних впливових факторів, а саме: від типорозміру агрегату, коефіцієнта надлишку повітря й навантаження котла, а також враховано вплив введення газів рециркуляції у топковий простір на рівень концентрації оксидів азоту. Так, введення 12-14% продуктів згоряння у топковий простір котла майже в 2,5 раза зменшує вміст оксидів азоту у відхідних газах. Показано, що зменшення оксидів азоту на один відсоток рециркуляційних газів становить величину $C_{NOx}=2...8\%$. Пальники СНТ мають на 1/3 вищу ефективність схеми рециркуляції в порівнянні з іншими газоспалювальними системами.

Запропоновано методологічний підхід щодо екологічної оцінки котельного устаткування модернізованого на базі СНТ з використанням підходу компенсації впливів.

Представлені результати є важливим етапом досліджень стосовно подальшого поглиблення уявлення процесів емісії шкідливих оксидів при спалюванні вуглеводневих палив у суміші з воднем.

Результати дисертаційної роботи використані підприємством НВО «СНТ» при проектуванні промислового газопальникового устаткування. Результати теплотехнічного налагодження водогрійних котлів КВ-Г-6,5, КВН-3,9, НИИСТУ-5, КВ-ГМ-20, ПТВМ-30 і ПТВМ-50, а також парових котлів типу ДКВР є технічною базою для узагальнення еколого-теплотехнічних показників паливоспалювального

устаткування модернізованого на основі СНТ. Запропоновані методичні засади екологічного аудиту низки об'єктів паливоспалювального устаткування.

Ключові слова: пальникові пристрої, мікроструминні пальники, стабілізатор, котли, водень, характеристики горіння, «бідний» зрив, енергетичні характеристики, термодинамічний аналіз, тепловий стан, методологія, димові гази, оксиди азоту, очищення повітря, енергоефективність.

ANNOTATION

Kobylianska O.O. Increasing the efficiency of the working process of jet-niche burners due to hydrogen impurities - Qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 144 "Heat Power Engineering." - National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, 2024.

The preparation 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 thesis is devoted to the study of the regularities of the combustion process of traditional hydrocarbon fuels when hydrogen is added under the conditions of a jet-niche flame stabilizer, the working process of which determines the efficiency of universal diffusion-kinetic industrial burners. The paper presents recommendations for the adaptation of the jet-niche stabilizer for the combustion of traditional gaseous fuels mixed with hydrogen. Based on the results of widespread industrial implementation of jet-niche burners, recommendations have been developed for assessing the emission performance of modernized fire equipment. The results obtained are a continuation of work on improving the working process of burners that implement jet-niche combustion technology.

The paper demonstrates the relevance of the topic, which emphasizes the need for transition to carbon-free combustion technologies. Thus, the gradual replacement of traditional fuels with alternative ones is an important task for the near future and should be accompanied by scientifically sound recommendations.

The **introduction** provides a justification of the relevance of the research topic, formulates the purpose and objectives of the study, defines the object, subject, scientific novelty and practical value of the results obtained, shows the personal contribution of the applicant and conclusions. Information on the testing of research results and areas of their potential use is presented. The overall scope of the thesis and its structure are described.

The first chapter reflects the relevance of this topic. The prospects for the use of alternative gases, such as shale gas, coalbed methane, biogas combustion, gasification, hydrogen and ammonia, are analyzed. The main features of hydrogen as a fuel are considered. Methods of hydrogen production, storage and transportation. The theoretical impact of hydrogen combustion on environmental indicators. The main aspects that should be taken into account when burning a mixture of hydrogen and natural gas are shown.

The results of previous studies of hydrogen combustion are analyzed and the main factors of hydrogen influence on the combustion process are established, compared to the combustion of natural gas, namely: the effect on the normal combustion rate, ignition limits, flame geometry, and combustion temperature.

Special attention is paid to the study of the impact of hydrogen addition to fuel on the emission of harmful components. The authors have shown that the addition of hydrogen leads to an increase in the temperature in the combustion zone, and hence to an increase in toxic nitrogen oxide emissions. At the same time, CO and CO₂ emissions are reduced.

One of the most effective domestic combustion technologies is the jet-niche technology, which has a wide geography and a range of effectively modernized gas combustion equipment. In the context of the main advantages of the technology, the combustion of mixed gas with hydrogen appears to be a promising direction for the development of existing scientific and technical solutions

To conduct the research, an experimental bench was developed that allows conducting multivariate experiments, determining the influence of geometric and operating parameters of the system on the characteristics of the burner process. The application of the thermal model of combustion stabilization provides a theoretical basis for technical solutions to improve the reliability and efficiency of fire equipment operation. The obtained results allow us to develop comprehensive recommendations for the combustion of a mixture of traditional fuels with hydrogen in order to improve the performance and environmental performance of fuel combustion equipment.

Chapter 2 presents a diagram of the laboratory testbed, describes in detail the methodology for conducting the experiment and processing the data obtained during the combustion of traditional fuel gases and their mixture with hydrogen in a jet-niche system.

The chapter pays special attention to the description of the test bench design and presents the measuring equipment used during the research. The research methodology describes the conditions of measurements and the peculiarities of preparing the equipment for measurements.

Thus, during the experiment, the following were recorded: air pressure and temperature at the inlet to the measuring section; flow rates and temperatures of combustible gases; temperature of combustion products along the length of the flare and at the outlet of the high-temperature section; emission characteristics of the JNS, including CO, CO₂, and NO_x, consumption of combustion components in the burst and mixture ignition modes. The emission characteristics were measured using Testo-330 1LL and OXI 5M-5N gas analyzers.

The chapter describes the methodology for processing experimental data and the methodology for calibrating flow restriction devices using a Vitoshinsky nozzle, and the procedure for processing the measurement results.

Particular attention is paid to the estimation of measurement errors, namely, the measurement error of the emission characteristics of the JNS and the measurement error of the air flow rate.

Chapter 3 presents the results of an experimental study of the combustion of natural gas and propane-butane mixed with hydrogen. Photos of the flame are presented, which clearly show that the addition of hydrogen radically changes the structure of the flame of the combusted mixture, which is explained by an increase in the reactivity of the fuel. The results of measuring temperatures in an open flame showed an increase in the temperature at the burner mouth with the addition of hydrogen by more than 50% by 35...40°C and for pure hydrogen by 100-120°C compared to natural gas. Also, the addition of hydrogen leads to an increase in the value of the hydrodynamic parameter q , which characterizes the range of jets, which is important to take into account when adapting JNS burners to the combustion of hydrogen-containing fuels.

The paper investigates the influence of hydrogen impurities on the stabilization characteristics of natural gas combustion in the volume ratio of 30%, 50%, and 70% by hydrogen. It is shown that the addition of hydrogen significantly expands the limits of failure. The burner control coefficient increases significantly.

The effect of hydrogen admixture in the volume ratio of 50% to 50% at different heat output on the temperature distribution was also studied. It was shown that the addition of hydrogen locally increases the combustion temperature of the mixture.

The influence of hydrogen impurity on the level of nitrogen and carbon oxides emissions in the products of mixed fuel combustion was experimentally studied. The regularities of CO and NO_x formation depending on the geometric and operating parameters of the stabilizer were established. Thus, the results of processing the experimental data showed that nitrogen oxide emissions increase by about 65% at a burner power of 20 kW and amount to C_{NO_x}=57 ppm. Increasing the burner power to 30 kW leads to a 20% increase in emissions of harmful gases. In turn, for a burner power of N=20 kW, carbon monoxide emissions are almost three times lower (and for N=30 kW – 1,7 times lower) than for natural gas without hydrogen addition. For propane-butane, the increase in the concentration of nitrogen oxides in the combustion products does not exceed 40% and is manifested to a greater extent in transient operating conditions. The difference between CO emissions with the addition of hydrogen and for pure propane-butane is almost identical. That is, under the conditions of the study, hydrogen has almost no effect on the environmental characteristics of propane-butane combustion.

In this section, we performed a stoichiometric calculation of CO₂ emissions in the case of methane replacement by hydrogen by 50% by volume. The calculation results showed a 23,0% reduction in CO₂ emissions. Also, a theoretical calculation of CO₂ emissions according to GKD 34.02.305-2002 was performed, which showed that the reduction of emissions in the case of replacing natural gas with hydrogen by 50% by volume is 24.0%. The presented theoretical results are correlated with the characterization obtained from the gas analysis.

The paper presents the preliminary indicators of nitrogen oxides concentration used in the environmental audit of burners.

Recommendations on the adaptation of the SNS to the combustion of mixed fuels are given.

The fourth chapter presents the results of the energy and environmental assessment of fuel-burning equipment.

Thus, based on the results of the analysis of emission indicators of modernized fire equipment with a capacity of 0,5-60 MW, data were obtained to assess the emission indicators of small and medium-sized boilers, depending on the main influencing factors, namely: the size of the unit, the excess air coefficient and the boiler load, and the effect of the introduction of recirculation gases into the furnace space on the level of nitrogen oxides concentration was taken into account. Thus, the introduction of 12-14% of combustion products into the boiler furnace space reduces the content of nitrogen oxides in the flue gases by almost 2,5 times. It has been shown that the reduction of nitrogen oxides by one percent of recirculating gases is $C_{NOx}=2...8\%$. JNS burners have a 1/3 higher efficiency of the recirculation scheme compared to other gas combustion systems.

A methodological approach for the environmental assessment of boiler equipment modernized on the basis of JNT using the approach of impact compensation is proposed.

The presented results are an important stage of research for further deepening the understanding of the processes of emission of harmful oxides during the combustion of hydrocarbon fuels mixed with hydrogen.

The results of the thesis work have been implemented at the JNT enterprise in the design of industrial gas-fired equipment. The results of the thermal commissioning of hot-water boilers KV-G-6,5, KVN-3,9, NIISTU-5, KV-GM-20, PTVM-30, and PTVM-50, as well as steam boilers of the DKVR type, are the technical basis for generalizing the environmental and thermal performance of fuel-burning equipment modernized on the basis of JNT. The methodical principles of ecological audit of a number of fuel combustion equipment are proposed.

Keywords: burners, microjet burners, stabilizer, boilers, hydrogen, combustion characteristics, "poor" failure, energy characteristics, thermodynamic analysis, heat state, methodology, flue gases, nitrogen oxides, air purification, energy efficiency.

Список публікацій здобувача

Публікації, в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. Siryi O., Abdulin M., Bietin Y., Kobylanska O., Magera A. Study of gas-burning systems emission characteristics due hydrocarbon fuels combustion. *Systems, Decision and Control in Energy V. Studies in Systems, Decision and Control*. 2023. Vol. 481. P. 751–766. https://doi.org/10.1007/978-3-031-35088-7_43 *(входить до наукометричної бази Scopus)*.
2. Сірий О.А., Кобилянська О. О. Шляхи покращення сталості горіння в стабілізаторних елементах прямоточних пальникових систем. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2023. Том 34 (73), № 5. С. 310-316. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.5/47>
3. Абдулін М. З., Сірий О.А., Кобилянська О. О. Модернізація котельних агрегатів шляхом вдосконалення технології спалювання та їх енергоекологічна оцінка. *Journal of Mechanical Engineering*. Харків, 2022. Том 25, №3. С. 46-55. <https://doi.org/10.15407/pmach2022.03.046>
4. Сірий О.А., Кобилянська О. О. CFD-моделювання процесу спалювання суміші метан-водень в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2022. Том 33 (72), № 4, Частина 1. С. 172-180. <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.4/26>

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Сірий О. А., Абдулін М. З., Кобилянська О. О. Дослідження зривних режимів в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку: Матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ 10-12 жовтня 2023 р. Київ, 2023р.* С. 170-173.
6. Сірий О. А., Кобилянська О. О. Вибір параметрів паливорозподілу СНС при спалюванні метано-водневих сумішей. *Сучасні технології в тепловій енергетиці:*

Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 25 – 28 квітня 2023 р. Київ, 2021р. С. 175-176.

7. Сірий О.А., Кобилянська О. О. CFD-моделювання процесу спалювання суміші метан-водень в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку*: Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 1-2 листопада 2022 року. Київ, 2022. С. 182-187.

8. Сірий О. А., Кобилянська О. О. Аналіз впливу основних технологічних параметрів котельного обладнання на емісію оксидів азоту. *Сучасні технології в тепловій енергетиці*: Матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 20 – 23 квітня 2021 р. Київ, 2021р. С. 195-196.

9. Абдулін М. З., Куник А. А., Кобилянська О. О. Нові види резервного та аварійного палива. *Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики*: Матеріали XXX Міжнародної конференції, м. Київ, 19 -20 листопада 2020 р. Київ: : Інститут технічної теплофізики, 2020. С.137-142.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	15
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ	18
ВСТУП	20
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНОЇ ІНФОРМАЦІЇ	28
1.1 Загальні відомості	28
1.2 Основні особливості водню	32
1.3 Дослідження водню як палива	36
1.4 Експериментальні дослідження екологічності спалювання паливної суміші метан-водень	41
1.5 Методи боротьби зі шкідливими викидами	47
1.6 Висновки до розділу 1 та завдання дослідження	50
РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	53
2.1 Опис конструкції експериментального стенду для проведення досліджень ..	52
2.2 Методика проведення досліджень	54
2.2.1 Підготовка газоаналізаторів до замірів	56
2.3. Методика обробки експериментальних даних	59
2.3.1 Методика тарування звужуючих пристроїв вимірювання витрати з використанням сопла Вітошинського	61
2.3.2 Порядок обробки результатів	62
2.4 Оцінка похибок вимірювання.	64
2.4.1 Похибка вимірювання емісійних характеристик СНС	64
2.4.2 Похибка вимірювання швидкості потоку повітря	66

2.5 Висновки до розділу 2	67
РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СПАЛЮВАННЯ ГАЗОПОДІБНИХ ПАЛИВ З ВОДНЕМ	68
3.1 Дослідження сталості горіння суміші природного газу з воднем в умовах СНС	68
3.1.1 Особливості розвитку факела та гідродинаміки реагуючої суміші ...	68
3.2 Дослідження особливостей стабілізації процесу горіння сумішних палив в СНС	73
3.2.1 Вплив домішки водню до природного газу на межі бідного зриву та запалювання в СНС	73
3.2.2 Аналіз межі «бідного» зриву полум'я на основі теплової моделі стабілізації полум'я	75
3.3 Дослідження впливу додавання водню на температуру факела	78
3.4 Дослідження суміщених емісійних характеристик CO та NO _x в СНС	83
3.4.1 Аналіз впливу основних режимних параметрів на концентрації CO та NO _x в СНС при спалюванні сумішного з воднем природного газу	85
3.4.2 Аналіз впливу основних режимних параметрів на концентрації CO та NO _x в СНС при спалюванні сумішного з воднем пропан-бутану	88
3.4.3 Оцінка викидів CO ₂ при заміщенні метану воднем.	91
3.4.4 Розрахунок викидів CO ₂ за методикою визначення викидів забруднюваних речовин в атмосферу від енергетичних установок.	91
3.4.5 Аналіз приведених емісійних характеристик	94
3.5 Рекомендації щодо адаптації конструкції СНС до спалювання сумішного палива	96
3.6 Висновки до розділу 3	100
АНАЛІЗ ЕМІСІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВОСПАЛЮВАЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО СНТ	103

4.1 Емісійні показники котельного устаткування модернізованого на базі СНТ .	103
4.2 Аналіз факторів впливу на емісію оксидів азоту котельним устаткуванням .	105
4.3 Дослідження впливу рециркуляції продуктів згоряння на емісійні показники котельного устаткування .	108
4.4 Застосування методу «компенсації впливів» з ціллю прогнозування викидів NO_x котельним устаткуванням .	112
4.5 Висновки до розділу 4 .	114
ВИСНОВКИ .	116
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .	119
ДОДАТОК А Список публікацій здобувача за темою дисертації .	128
ДОДАТОК Б Аналіз природного газу та H_2 .	130
ДОДАТОК В Результати експериментальних досліджень та обробки даних .	131
ДОДАТОК Г Деякі горючі характеристики метану, CH_4 і водню, H_2 ($t=20^\circ\text{C}$) .	135
ДОДАТОК Д Горючі характеристики суміші природного газу і водню .	136
ДОДАТОК Е Розрахунок викидів CO_2 за ГКД 34.02.305-2002. .	137

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ

Основні скорочення:

ВО – вогнетехнічний об'єкт;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

СНС – струменево-нішева система;

СНТ – пальники струменево-нішевого типу;

ЗЗТ – зона зворотних потоків;

ТЕС – теплова електрична станція;

ГКД – галузевий керівний документ;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

$k_{p,p}$ – коефіцієнт робочого регулювання пальника;

КПІ ім. Ігоря Сікорського – Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

Умовні позначення:

Q_n^p – нижча теплота згоряння палива, КДж/(м³);

U_n – нормальна швидкість розповсюдження полум'я, м/с;

T – температура, К;

P – тиск, Па;

l_ϕ – довжина факела, м;

N – потужність, МВт;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

G – витрата, г/с;

L_0 – стехіометричний коефіцієнт;

L – довжина ніші, мм;

H – глибина ніші, мм;

H_k – висота повітряного каналу, мм;

d – діаметр газоподавальних отворів, мм;

\bar{S} – відносний крок розташування паливних отворів;
 L_1 – відстань від газоподавальних отворів до зривної кромки ніші;
 q – гідродинамічний параметр;
 h_c – глибина проникнення струменів палива;
 n – коефіцієнт масообміну;
 m – кількість газоподавальних отворів в паливному колекторі, шт;
 Re – число Рейнольдса;
 ρ – густина, кг/м^3 ;
 C_p – питома ізобарна теплоємність, $\text{кДж}/(\text{нм}^3 \cdot \text{К})$;
 R – питома газова стала;
 W_i – індекс Воббе;
 $\Delta h_{нов}$ – динамічний напір визначений на інтегруючих трубках;
 r – кількість газів рециркуляції.

Основні індекси:

Π – повітря;
 Γ – пальний газ;
 Πp – природний газ;
 В – водень;
 сум – суміш;
 к.зг. – камера згоряння.

ВСТУП

У 21-му столітті не можливо не звернути увагу на проблеми помітного зростання світового енергоспоживання. За оцінками експертів до 2050 року воно збільшиться майже в 1,5 раза, що складе 33,4 трлн кВт·ч [1]. Наразі ТЕС і ТЕЦ України багаторазово виробили свій розрахунковий ресурс. Витрати умовного палива на вироблення однієї кіловат-години перевищили 400 грам. Якщо цей показник знизити до середньосвітового рівня, то тепла енергетика України витрачала б майже на третину менше вугілля, ніж вона спалює сьогодні. Що стосується екологічних показників (викиди забруднюючих речовин: вуглекислого і сірчастого газів, оксидів азоту) – перевищують всі допустимі межі. Більшість економічно розвинених країн переоснащують енергетику на альтернативні джерела зменшуючи використання традиційних ресурсів. На перший план виходять безвуглецеві технології, тобто відновлювальна енергетика: енергія сонця, вітру та води, а також ядерна енергетика.

Варто також враховувати воєнні злочини, скоєні російськими військовими під час повномасштабного військового вторгнення в Україну, пошкоджена або зруйнована енергетична інфраструктура не тільки на окупованих територіях, але і в інших містах України. На початок 2023 року через ракетні атаки росіян Україна втратила вже близько 40% енергетичної інфраструктури. Раціонально подальше відновлення слід проводити з врахуванням сучасного досвіду переходу на альтернативні енерготехнології.

Відомо, що на мадридській конференції з питань клімату (2019 г.) було прийнято до 2030 року скоротити викиди парникових газів на 45%, а до 2050 року досягти вуглецевого нейтралітету. Однак, на сьогоднішній день, «зелена» енергетика через нестабільність функціонування, що обумовлено залежністю від погодних та сезонних коливань, не може сто відсотково замінити традиційні види палив. Тому використання вуглеводневих палив (у т.ч. природного газу), через їх відносно високу екологічність, все ще залишається пріоритетним.

Станом на 2021 рік в Україні виробництво електроенергії відновлюваними джерелами становило 9%. Наразі, серед альтернативних палив одним з перспективних вважається водень. Слід зазначити, що переваги водню як палива полягають не лише в його екологічних характеристиках, а ще й в тому, що він є найпоширенішим елементом в природі.

Актуальність теми. На сьогодні поетапний перехід на безвуглецеві технології є найбільш пріоритетною задачею при переході до альтернативної енергетики. Поступове заміщення традиційних палив альтернативними є важливою задачею на найближчий період та має супроводжуватися науково-обґрунтованими рекомендаціями.

У відповідності до Національного плану скорочення викидів від великих spalювальних установок, що був схвалений розпорядженням Кабінету Міністрів України від 8 листопада 2017 року № 796-р, є програмним документом Уряду, спрямованим на поступове зменшення викидів шкідливих речовин у повітря, реалізацію інвестиційних проєктів зі встановлення обладнання для очищення відхідних газів і досягнення spalювальними установками європейських нормативів викидів згідно з Директивою 2010/75/ЄС «Про промислові викиди (інтегрований підхід до запобігання забрудненню та його контролю)» оператори великих spalювальних установок мають протягом строку дії документа забезпечити зменшення викидів пилу у 20 разів порівняно з рівнем викидів у 2018 році, діоксиду сірки – у 40 разів та оксидів азоту – у 4 рази [2].

Таким чином, питання впровадження альтернативних палив в енергетиці має відповідати встановленим нормативам, які постійно зменшуються, та супроводжуватись відповідними практичними і теоретичними дослідженнями екологічних показників паливоспоживаючого устаткування.

Використання органічних палив об'єктами промисловості та енергетики вимагатиме контролю екологічних показників продуктів spalювання. Особливої уваги вимагають токсичні оксиди азоту, які виникають шляхом термічної фіксації атмосферного азоту в повітрі при spalюванні, що призводить до утворення «термічних NO_x », як це вперше показав Зельдович (1946), або через з'єднання

фрагментів вуглеводнів і атмосферного азоту в зоні горіння, внаслідок чого виявляються «швидкі NO_x », що вперше встановив Фенімор (1971), або до перетворення хімічно зв'язаного азоту в паливі, що призводить до «паливних NO_x » [3].

На утворення термічних NO_x впливають такі аспекти: наявність вільного кисню (O_2) в зоні згоряння, температура, тиск і час перебування продуктів згоряння у зоні високих температур. Що на рахунок паливних NO_x – на їх утворення впливають такі фактори: загальна кількість надлишкового повітря, вміст азоту в паливі, й відносний розподіл первинного і вторинного повітря для згоряння [4].

Слід також зазначити про шкідливий вплив викидів CO та CO_2 . Відомо, що високі концентрації CO та CO_2 призводять до підвищення температури повітря, що сприяє глобальному потеплінню. Це може викликати екстремальні погодні умови, підняття рівня моря та інші небезпеки для екосистем. Також викиди CO та CO_2 сприяють формуванню смогу та інших забруднень повітря, що має шкідливий вплив на дихальні системи людей та тварин, сприяє захворюванням та зменшує якість життя. Збільшення викидів газів тепличного ефекту призводить до непередбачуваних змін у кліматі, що може впливати на сільське господарство, біорізноманіття та економіку країн. Тому важливим є впровадження технологій, спрямованих на зменшення витрат енергії та оптимізацію виробничих процесів. Посилення заходів з використання відновлювальних джерел енергії та впровадження енергоефективних технологій є необхідними для досягнення цілей сталого розвитку та кліматичної стійкості.

Розглядаючи водень як альтернативне паливо, слід зазначити, що водень має ряд особливих фізико-хімічних властивостей. Серед яких, для енергетики важливо те, що теплота згоряння водню найбільш висока, а продуктом згоряння в кисні є вода, яка знову вводиться в кругообіг водневої енергетики.

Важливо зазначити, що результати модернізації існуючого обладнання підтвердили значний вплив технології спалювання на ефективність роботи обладнання і рівень викидів шкідливих оксидів. У контексті раціональної організації робочого процесу паливних пристроїв шляхом раціонального сумішоутворення,

надійної стабілізації процесу горіння та повного вигорання палива розроблені пальникові пристрої в КПП ім. Ігоря Сікорського розглядаються в якості перспективних для подальшого вдосконалення і розвитку в процесі переходу до використання альтернативних палив. Одна з найбільш вдалих розробок, що зарекомендувала себе широким промисловим впровадженням – Струменево-нішева технологія спалювання (СНТ) [4].

Подальший розвиток досліджуваної технології буде зосереджений на можливостях використання альтернативних паливних газів, зокрема газових сумішей із воднем.

Мета і завдання дослідження.

Мета роботи – дослідження робочих показників струменево-нішевої системи спалювання та стабілізації процесу горіння, яка є основою універсальної енергоекологічної технології спалювання газу. Розробка рекомендацій щодо можливості застосування домішки водню до традиційних газоподібних палив з ціллю визначення можливостей покращення еколого-технічних та експлуатаційних показників газоспалюючого обладнання на основі струменево-нішевої технології. Для досягнення поставленої мети потрібно виконати такі **завдання**:

- аналіз сучасного стану проблеми застосування альтернативних газів у якості домішки до основного палива газоспалюючого устаткування енергетичного призначення;
- підготовка вимірювальної установки для проведення експериментальних досліджень;
- експериментальне дослідження утворення шкідливих компонентів при спалюванні природного газу, пропан-бутану, та їх сумішей з воднем в СНС;
- дослідження сталості горіння сумішних палив в СНС при зміні основних режимних і геометричних параметрів стабілізатору;
- удосконалення методики еколого-теплотехнічної оцінки вогнетехнічного устаткування;

– адаптація технології до спалювання альтернативних газів, зокрема – оцінка впливу домішки водню до природного газу на основні робочі характеристики пальників та емісію шкідливих речовин;

– промислове застосування наукових результатів при тісному співробітництві з науково-виробничим об'єднанням "СНТ", м. Київ.

Об'єкт дослідження – процес горіння пальної суміші вуглеводневих газів з домішкою водню в умовах струменево-нішевого стабілізатора полум'я.

Предмет дослідження – закономірності впливу складу пальної суміші та геометричних і режимних параметрів струменево-нішевого стабілізатора полум'я на його робочі характеристики при спалюванні сумішей традиційних пальних газів з воднем.

Методи дослідження – в роботі використані експериментальні та теоретичні методи дослідження процесу горіння. Дослідження спалювання суміші природний газ-водень виконувались на експериментальному стенді. Обробка та узагальнення отриманих експериментальних результатів проводилася за допомогою сучасних комп'ютерних програм. Теоретичні дослідження процесу стабілізації факела в СНС базувалися на аналізі теплової моделі стабілізації полум'я. Промислові результати впровадження пальників отримані з використанням методики теплотехнічних розрахунків котельних агрегатів професора Равича. Аналіз токсичності пальників при спалюванні сумішевих палив виконувався шляхом приведення до однозначних умов та подальшої лінеаризації характеристик NO_x .

Наукова новизна отриманих результатів визначається тим, що:

1. Вперше експериментально досліджено особливості стабілізації факела при горінні суміші природного газу та пропан-бутану з воднем в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я, визначено межі сталої роботи в області «збідненого» горіння сумішного газу. На основі теплової моделі стабілізації полум'я теоретично підтверджено доцільність використання водню в якості домішки до основного палива з метою підвищення надійності експлуатації вогнетехнічного устаткування на пускових та знижених режимах роботи.

2. Визначено особливості гідродинаміки потоку реагуючої пальної суміші в СНС, вперше отримано експериментальні результати та узагальнюючі залежності для гідродинамічного параметру q при спалюванні сумішних палив з додаванням водню.

3. Вперше отримано закономірності утворення емісії CO , NO_x та CO_2 при спалюванні традиційних пальних газів у суміші з воднем в умовах струменево-нішевого стабілізатора полум'я. Встановлено вплив геометричних та режимних параметрів стабілізатора на закономірності утворення досліджуваних компонентів у продуктах спалювання пальних сумішей.

4. Експериментально підтверджено правомірність використання методики екологічного аудиту газопальникового устаткування для сумішевих з воднем палив шляхом лінеаризації емісійних характеристик, що враховують вплив основних технологічних факторів.

5. Отримано технічно-обґрунтовані засади прогнозування емісії шкідливих оксидів азоту вогнетехнічним устаткуванням широкого спектру свого застосування тепловою потужністю від 0,5 до 56 МВт модернізованого на базі СНТ. Представлено вдосконалений підхід прогнозування оксидів азоту з використанням методики «компенсації впливів».

Обґрунтованість та достовірність отриманих наукових результатів підтверджується коректною постановкою завдань теоретичного та експериментального досліджень, ґрунтовним аналізом та вдосконаленою тепловою моделлю стабілізації процесу горіння, раціональним плануванням експериментів на дослідній установці в лабораторії, результатах теплотехнічного налаштування котельних агрегатів (водогрійних та парових), узгодженням розрахункових даних. В роботі коректно використовуються положення теоретичних основ інформаційно-вимірювальної техніки, розрахунків та теорія похибок.

Практичне значення та реалізація результатів досліджень. Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень автора впроваджені на підприємстві НВО «СНТ» при проектуванні промислового газопальникового устаткування. Результати теплотехнічного налагодження водогрійних котлів КВ-Г-

6,5, КВН-3,9, НИИСТУ-5, КВ-ГМ-20, ПТВМ-30 і ПТВМ-50, а також парових котлів типу ДКВР є технічною базою для узагальнення еколого-теплотехнічних показників паливоспалювального устаткування модернізованого на основі СНТ. Запропоновані методичні засади екологічного аудиту низки паливоспалювального устаткування.

Особистий внесок здобувача. Авторкою проаналізовано наукову літературу, що стосується питань горіння сумішних палив з домішкою водню, енергоефективності, застосування паливних добавок, викидів парникових газів тощо. Авторка брала участь у проведенні низки експериментальних досліджень емісійних характеристик при спалюванні суміші природний газ – водень, оброблення та обговорення результатів експериментів на предмет визначення впливу домішок водню на енерготеплотехнічні характеристики спалювання суміші з природним газом в СНС. Авторкою опрацьовано режимні карти та результати теплотехнічного налагодження котлів НИИСТУ та контактних водонагрівачів КВН-2,9, отримано залежності емісійних показників устаткування від режимів його роботи. Визначення впливу основних технологічних факторів на емісійні та економічні показники експлуатації зазначених вище об'єктів вогнетехнічного устаткування виконано за участі авторки роботи.

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: XIX-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології в тепловій енергетиці», м. Київ, 2021 р.; XVIII-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку», м. Київ, 2022 р.; XX-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології в тепловій енергетиці», м. Київ, 2023 р.; XIX-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку», м. Київ, 2023 р.

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 4 статтях, опублікованих у фахових періодичних журналах (1 з яких входить до бази даних Scopus); 5 друкованих праць, опублікованих у формі доповідей і тез у збірниках наукових праць міжнародних конференцій.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг роботи складає – 137 сторінок, у тому числі 43 – рисунка, 12 – таблиць, список використаної літератури, що включає 73 найменування, 6 додатків на 10 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

1.1 Загальні відомості

Вважається, що газова галузь, в найближчі роки, буде набувати лише зростаючого значення. В інерційному сценарії світового споживання використання природного газу до 2030 р. зросте до 4386 млрд м³ (у 2010 році цей показник складав 2462 млрд м³), а до 2050 р. – до 5019 млрд м³ (рис. 1.1) [5]. Відбудеться зрушення споживання природного газу в країни, що розвиваються.

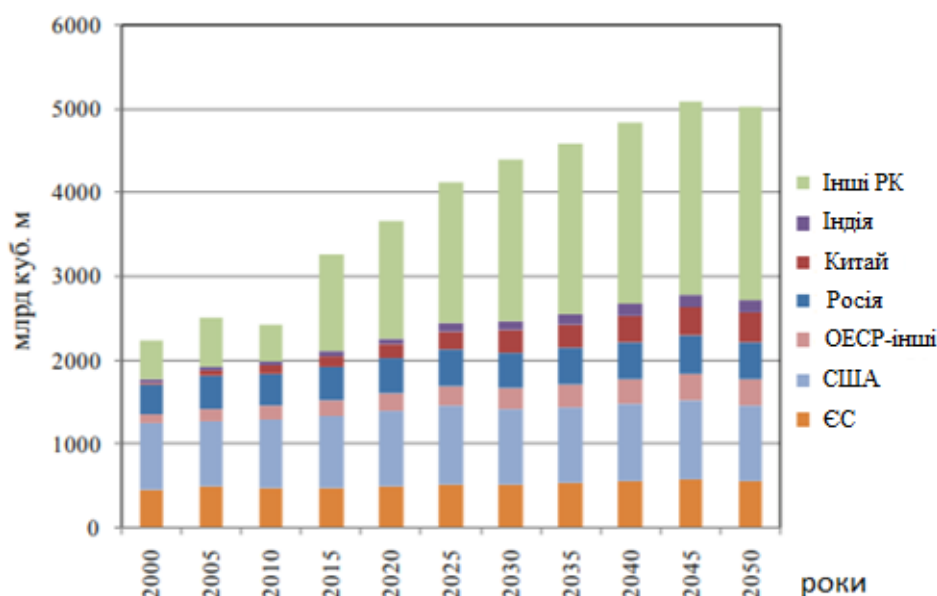


Рисунок 1.1 – Світове споживання природного газу в 2000-2050 рр. [5]

Але, слід зазначити, що зростання попиту на природний газ призводить до його дефіциту на світовому ринку, що штовхає вгору ціни і на газ, і на електроенергію, яку виробляють газові електростанції. Запаси органічного палива з кожним роком стають все менше, але вчені працюють над відкриттям нових джерел альтернативних видів палива. Перспективними вважаються такі альтернативні шляхи заміни традиційних викопних палив:

- видобуток сланцевих газів;

- використання шахтного метану;
- спалювання біогазу;
- газифікація: вугілля, деревини, сміття та інше;
- використання аміаку;
- використання водню.

Що стосується видобутку сланцевих газів, слід зазначити, що вченим ще не вдалось вирішити основні питання, щодо його добування та спалювання. Натомість можна стверджувати, що загальні запаси сланцевого газу в Україні, за попередніми оцінками, знаходяться в межах 4-7 трлн м³. Що стосується інших країн, то в Бразилії цей показник складає – 6,94 трлн м³, у США -17,63 трлн м³ і загальносвітовий – 214,54 трлн м³ [6].

У 1990-их роках започатковане використання шахтного метану. Унікальність цього технологічного газу в тому, що він виступає не лише як цінне паливо, а ще його видобуток робить шахти (також і відпрацьовані) безпечнішими [7]. В Україні прогнозовані запаси шахтного метану складають кілька трлн м³.

Підвищений інтерес до використання шахтного метану пов'язаний не тільки з вирішенням проблеми метанобезпеки, але і з розвитком технологій видобутку метану з нерозвантажених вугільних пластів, що поклало початок сланцевої революції, а також зростанню уваги до питання скорочення викидів парникових газів. Основними напрямками використання шахтного метану в даний час є: вироблення тепла (паливо в котельнях); вироблення електроенергії (паливо для дизельних двигунів, генераторів змінного струму); паливо для автомашин; сировина для хімічної промисловості [7, 8].

Також необхідно зазначити, що в 21 столітті повертається інтерес до використання технологій отримання та спалювання біогазу. Біогаз має технологічну гнучкість: його використання дозволяє виробляти кілька видів енергії. Один з напрямків розвитку альтернативної енергетики – когенераційні установки, які здатні виробляти електричну і теплову енергію з використанням одного виду палива, що дозволяє задовольнити попит на енергоресурси. Основною перевагою цього виду палива перед вітровою та сонячною енергією є можливість виробництва, як в

міському, так і в сільському середовищі, а також в комплексному вирішенні проблеми використання міських і сільських відходів, в яких ефективність біогазу стає вище, ніж енергія вітру і сонця. Але використання біогазу супроводжується й низкою проблем: відходи повинні надходити регулярно і в достатній кількості; склад відходів повинен бути стабільним; потрібно витримувати технологію бродіння та інші [9].

Ще однією перспективною технологією є газифікація. Найвищого розквіту технологія газифікації досягла до середини ХХ століття. У 1925 р. тільки в США близько 12 тисяч установок переробляли в газ до 25 млн. т вугілля на рік. Однак вже в 1960-і роки природний газ і нафту істотно потіснило вугілля, і вуглеглозова промисловість частково прийшла в занепад, незважаючи на глобальне лідерство нафти і газу, як первинних джерел енергії, вугілля як і раніше займає дуже міцні позиції. У багатьох джерелах автори вважають, що у ХХІ столітті роль вугілля в енергетичному балансі більшості країн буде зростати. Це обумовлено як зростанням витрат на видобуток нафти і газу, так і неминучою перспективою їх вичерпання в поточному столітті [10].

Важливо відзначити, що сучасні процеси газифікації відрізняються від тих, які мали місце у 50-60 роках ХХ століття, як за технологічними, так і за екологічними параметрами. Зараз вважається, що найбільш економічно ефективними та гнучкими є технології газифікації, які включають комбіноване виробництво декількох продуктів. Різні технології газифікації вугілля мають й свої недоліки. До таких можна віднести: відносно невисока теплота згоряння газу; підвищений вміст CO_2 в отриманому газі; труднощі контролю поширення фронту газифікації; можливість переробляти вугілля тільки певної крупності і міцності (при руйнуванні і (або) наявності дрібних частинок порушується хід технологічного процесу); поряд з газифікацією йде термічний розклад палива з утворенням продуктів напівкоксування, які ускладнюють ведення процесу; складна установка вимагає попереднього навчання персоналу; висока вартість печей та ін. [10].

Що стосується газифікації твердих побутових відходів (ТПВ), в Україні вже накопичено понад 3,5 млн. тон ТПВ та їх кількість щороку в світі зростає на 5-6%.

Термічні методи конверсії ТПВ дозволяють значно зменшити обсяги відходів, вивільнивши таким чином площі, займані або відведені під полігони для захоронення цих відходів. Але й тут виникає ряд недоліків, таких як: при високих температурах спалювання утворюється додаткова кількість NO_x ; не виключається наявність важких металів у випаровувальній фазі, тому необхідна організація температурного режиму, що не допускає їх сублімації і переходу в газову фазу [10].

Іншим альтернативним джерелом енергії є використання аміаку, який було визначено як екологічно чисте паливо. Подібно до синтезованого водню, аміак є продуктом, який можна отримати з викопного палива, біомаси або інших відновлюваних джерел, таких як вітер і фотоелектрична енергія, де надмірне постачання електроенергії можна перетворити на певну неелектричну форму енергії. Переваги аміаку перед іншими видами альтернативних палив полягають у тому, що він не містить вуглецю, не має прямого ефекту парникових газів і може бути синтезований за допомогою повністю безвуглецевого процесу з відновлюваних джерел енергії. Він має теплотворну здатність 22,5 МДж/кг, що можна порівняти з густиною енергії викопного палива (вугілля низького класу має близько 20 МДж/кг; природний газ має близько 55 МДж/кг, СПГ — 54 МДж/кг і водень — 142 МДж/кг). Його можна легко перетворити в рідкий стан шляхом стиснення до 0,8 МПа при нормальній температурі. Недоліком є те, що аміак токсичний та є корозійною речовиною. Таким чином, аміак можна виробляти з використанням відновлюваних джерел, що не тільки сприяє скороченню викидів парникових газів, але й має інші переваги [11]. Слід підкреслити, що дослідники в усьому світі зараз намагаються дослідити складний характер взаємодії частинок і радикалів, які утворюються в процесі горіння аміаку. Однак основна проблема цих технологій все ще залежить від викидів NO_x , що утворюються в процесі згорання разом із незгорілим аміаком, який зазвичай з'являється в потоках димових газів.

Серед альтернативних палив одним з найбільш перспективних вважається водень. Слід зазначити, що переваги водню як палива полягають не лише в його екологічних характеристиках, а ще й в тому, що він є найпоширенішим елементом в природі. На водні можуть працювати автомобілі, яхти, літаки; його можна

використовувати замість природного газу у промисловості та опалювати житло; можна виробляти з нього електроенергію та використовувати як акумулятор великої потужності [12]. Отже, розуміння закономірностей утворення шкідливих речовин і можливість прогнозування їх емісії при використанні водню як палива – є одними з основних питань забезпечення норм охорони навколишнього середовища.

1.2 Основні особливості водню

Водень в основному розглядається як потенційне економічно чисте паливо для майбутньої економіки завдяки доведеним фактам:

1. водень найпоширеніший елемент у Всесвіті (становить більше 90% усіх атомів),
2. водень найлегший елемент (молекулярна маса $\frac{1}{4}$ 2,016) з найвищим вмістом енергії,
3. водень є екологічним енергоносієм на відміну від нафти, природного газу або вугілля.

Відомо, що водень – це штучне паливо, у природі в чистому вигляді його немає. Одним з основних недоліків є те, що на його виробництво потрібно більше енергії, ніж можливо отримати у разі його спалювання. Існують різні способи виробництва водню: з відновлюваних джерел (гідроенергія, вітер, хвилі, сонячна енергія, біомаса та геотермальні джерела енергії), з невідновлюваних джерел (вугілля, природний газ та атомна енергетика, біопаливо, нафта та ін.). Водень можна зберігати як паливо та використовувати у транспорті, у системах виробництва енергії, що використовують паливні елементи, у двигунах внутрішнього згорання або турбінах [12]. Водень має високу накопичувану здатність, під час розрахунків було показано, що енергія, яка міститься в 1 кг водню, складає близько 120 МДж ($\sim 33,33$ кВт-год), це вдвічі більше, ніж містять звичайні види палива.

Існує три види водню: «сірий водень» – отримується з викопного палива, «синій водень» – отримується як сірий, але включає очищення від CO_2 за

допомогою технологій уловлювання та зберігання вуглецю (CCS), "зелений водень" – отримується шляхом електролізу із застосуванням чистої електроенергії [12].

Потенційно можливий обсяг виробництва «зеленого» водню в Україні (рис. 1.2) розраховано за результатами проведених наукових досліджень потенціалу генерації електроенергії вітро та фотоелектричними станціями. Для розрахунку потенційно можливого обсягу виробництва «зеленого» водню за допомогою електролізу передбачено питоме споживання електроенергії 4,5 кВт·год/нм³ H₂, або 50,56 кВт·год/кг H₂ [12]. Використання водню дає можливість створення як короткострокових, так і довгострокових міжсезонних запасів енергії в енергосистемах на основі відновлюваних джерел енергії. Використання водню дозволяє безперебійно забезпечити енергією цілі сектори економіки.



Рисунок 1.2 – Загальний потенціал середньорічного виробітку «зеленого» водню, млн.н.куб.м станом на 2020 рік [13]

Існує багато способів отримання водню: кварнер-процес; біологічний або ферментативний метод; електроліз води; електроліз за умов високого тиску; електроліз за умов високих температур; фотоелектрохімічне розщеплення води;

концентрація теплової сонячної енергії; фотоелектрокаталістичний метод; термохімічний метод. Але промислове значення мають тільки два: парова каталітична конверсія вуглецевмісних речовин та електроліз води. Конверсія (риформінг) – це ендотермічна реакція вуглецю з водяною парою, в результаті якої отримують синтез-газ – суміш оксиду вуглецю та водню. Конверсією вуглеводнів, нафти та вугілля за різними оцінками отримують 95–99% водню, решту від 0,1 до 5% – електролізом. Вартість виробництва конверсією у 2–5 разів менша, ніж електролізом. Витрата електричної енергії на виробництво 1 м³ водню електролізом у середньому становить 5 кВт·год, а у найкращих сучасних електролізерах – 4 кВт·год [13].

Вибір того чи іншого методу отримання водню залежить від економічних міркувань, наявності відповідних сировинних і енергетичних ресурсів. Різні країни використовують різні методи. Наприклад, в країнах, де енергія виробляється на гідроелектростанціях (ГЕС), та вважається відносно дешевою, можна отримувати водень електролізом води (Норвегія); де багато твердого палива, можна отримувати водень газифікацією твердого палива (Китай); де дешева нафта, можна одержувати водень із рідких вуглеводнів (Близький Схід). Однак найбільше водню отримують в даний час з вуглеводневих газів конверсією метану (США) [14, 15].

Основною проблемою є зберігання, розподіл та використання водню. Надзвичайно низька густина водню робить його зберігання складним технічним питанням [12]. Саме питання зберігання водню було розглянуто авторами в статті [16]. Водень, як і всі види палива, має певний ступінь небезпеки. Для того, щоб досягти рівня безпеки в системі енергозбереження, захисту навколишнього середовища та економічного розвитку суспільства при використанні H₂ у якості палива, необхідно вирішити кілька проблем у розробці необхідних технологій для зберігання та передачі енергії. При температурі навколишнього середовища та атмосферному тиску 1 кг водень займає об'єм 11 м³. За такої низької густини зберігання H₂ стало одним із ключових бар'єрів, що обмежують його широке поширення. Як правило, водень можна зберігати як газ під тиском, як криогенну рідину або фізично, або хімічно зв'язаний з відповідним твердим матеріалом [6, 17,

18-22]. Зберігання газоподібного водню під високим тиском в даний час є найбільш поширеним і відпрацьованим методом. Рідкий водень можна зберігати в криогенних резервуарах за допомогою двоступеневої процедури стиснення і охолодження в теплообміннику. Твердотіле зберігання більш ефективно при зберіганні великих кількостей водню при помірних температурах і тиску. Також є практика підземного зберігання водню – зосередження отриманих водневих речовин в підземних сховищах з доменним скріпленням із застосуванням вторинних нафтових та газових родовищ. Саме підземний спосіб зберігання водню є перспективною інфраструктурою майбутнього водневої енергетики [23]. Хоча зберігання H_2 досягло технологічного рівня, необхідні подальші дослідження і розробки для поліпшення об'ємної і гравіметричної густини [12].

Також, вже на практиці використовується збереження водню у вигляді аміаку за допомогою процесу Габера-Боша, який поєднує водень з азотом для отримання аміаку. Подальше видобування водню може відбуватися тоді, коли це необхідно, шляхом нагрівання аміаку до високих температур. Але, оскільки виробництво водню вже є енергоємним процесом, будь-яка додаткова енергія, яка необхідна для зберігання, видобутку та транспортування, може викликати сумнів у подальшому масштабному використанні цього запропонованого рішення зберігання [24].

Є два можливих режими транспортування і розподілу водню. До першої категорії відносяться автомобільні трейлери, залізничні цистерни і контейнери, а до другої належать трубопроводи. Майбутня система транспортування і розподілу H_2 може виглядати як нинішні трубопроводи природного газу [12].

Згідно світової практики, виробництво та стиснення кілограма водню потребує 60 кВт/год та вартує орієнтовно 6\$ за кілограм, а в розрахунку вартості електроенергії 10 центів кВт за годину. Водночас виробництво та стиснення кілограма водню із природного газу вартує 3\$. На разі трубопроводи для переміщення водню є дорожчими за будь-які електроенергетичні та газотранспортні мережі. Водень є втричі ємнішим за газ та потребує вищих експлуатаційних витрат. Тобто повномасштабне впровадження водневої енергетики потребує значних

інвестицій зокрема в інфраструктурне середовище для зберігання та розподілу водневих ресурсів [23].

Виходячи з існуючих теоретичних та практичних досліджень слід зазначити, що водень є енергоносієм майбутнього та на даний час є альтернативою традиційному вуглеводневому паливу. В свою чергу, це дозволяє вирішити енергетичні та екологічні проблеми суспільства такі, як збагачення атмосферного повітря вуглекислим газом.

1.3 Дослідження водню як палива

Отже, тема водню як потенційної енергії майбутньої економіки була темою досліджень у енергетичній галузі протягом досить тривалого часу. Водень є небезпечним палим газом, горіння сумішей якого можливо в широкому концентраційному діапазоні. Зельдович в своїй роботі «Теорія горіння газів» приводить значення горючих концентрацій від 4% до 73,5% [25]. Велика кількість робіт, виданих останнім часом, спрямовані на вивчення властивостей бідних і близьких до стехіометричних водневоповітряних сумішей як найбільш небезпечних.

З практики спалювання горючих газів відомо, що стійке і ефективне згоряння газу у потоці – це процес, який суттєво залежить від режимних параметрів організації спалювання та теплофізичних характеристик палива. До режимних параметрів відносяться: витрати газу і повітря; коефіцієнт надлишку повітря, α ; теплове навантаження на газоспалювальний агрегат; швидкість подачі газу та повітря, а до характеристик палива відносять: нормальну швидкість горіння U_n ; концентраційні межі поширення полум'я; межі займання. Так, нормальна швидкість розповсюдження полум'я, швидкість газоповітряної суміші на виході із пальника, ефективність процесів стабілізації факела та теплового навантаження пальника визначають умови за яких можливий проскок, або, відрив полум'я.

Дослідженню нормальної швидкості горіння водневоповітряних сумішей присвячено велику кількість робіт [26]. Межі максимальних значень U_n суміші водень-повітря досить великі, отримані значення лежать у діапазоні від 260 до 350

см/с [26]. Ці значення в 7-9 разів перевищують відповідне значення для стехіометричних метаноповітряних сумішей за нормальних умов ($U_n=36$ см/с), що визначає основні відмінності в процесах горіння водню і метану. Різниця в швидкості згоряння метану і водню пов'язана з різницею в концентрації і кінетиці утворення радикалів H, O, OH, які визначають хід процесу [26]. У загальному випадку, крім температури T , тиску P та коефіцієнта надлишку повітря α , нормальна швидкість полум'я сумішей метан-водень буде залежати від концентрації водню nH_2 та інших компонентів газу nX .

Нормальна швидкість полум'я є функцією наступних параметрів:

$$U_n = f(T, P, \alpha, nH_2, nX), \quad (1.1)$$

де T – температура газу, P – тиск газу, α – коефіцієнт надлишку повітря, nH_2 – концентрація водню, nX – концентрація інших компонентів газу.

У роботі [26] досліджено горіння метаноповітряних сумішей за звичайних умов і коефіцієнта надлишку повітря від 0,6 до 1,5 з додаванням водню до 40% (рис. 1.3).

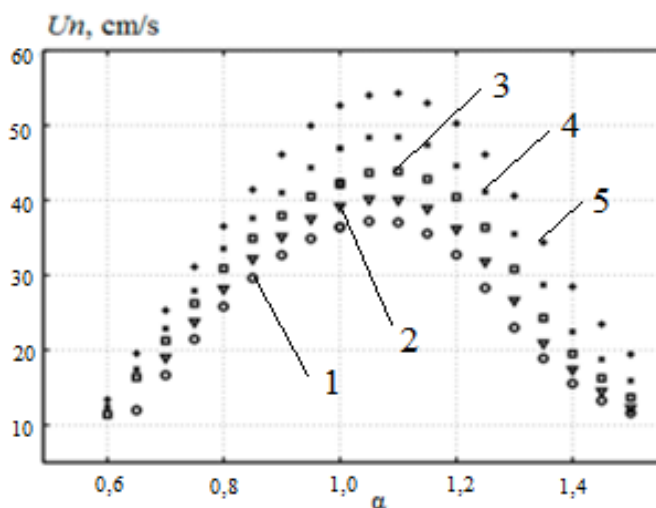


Рисунок 1.3 – Залежність нормальної швидкості полум'я U_n сумішей водень-метан-повітря від співвідношення коефіцієнта надлишку повітря α за нормальних умов: концентрація водню: 1 – 0%; 2 – 10%; 3 – 20%; 4 – 30%; 5 – 40% [26]

Ламінарну швидкість полум'я визначали методом теплового потоку. Усі суміші демонструють однакову поведінку, і добре видно, що додавання водню

збільшує нормальну швидкість полум'я. Для стехіометричних сумішей нормальна швидкість полум'я зростає з 36,4 см/с ($H_2=0$) до 39,2 см/с ($H_2=10\%$), 42,3 см/с ($H_2=20\%$), 47,0 см/с ($H_2=30\%$) і 53,5 см/с ($H_2=40\%$).

За допомогою детального аналізу було показано, що змішане паливо характеризується нижчою енергією активації, більшою швидкістю течії полум'я, вищою реакційною здатністю та високою температурою горіння у порівнянні з метаном. Очевидно, що ці властивості роблять суміш більш небезпечною, ніж чистий метан.

В роботі [27] проведено експериментальну оцінку залежності нормальної швидкості розповсюдження метановодневого палива з повітрям методом Гуї-Міхельсона. Концентрація водню змінювалась в межах від 0% до 70% по об'єму. Авторами представлені теплофізичні властивості спалювання метану та водню в таблиці 1.1. Нормальна швидкість полум'я U_n розраховувалась за методом Гуї-Міхельсона, за формулою (1.2):

$$U_n = \frac{V}{\pi R \sqrt{H^2 + R^2}} \quad (1.2)$$

де V – об'ємна витрата суміші метановодневого палива з повітрям, m^3/s ; H – висота полум'я, м; R – радіус пальника, м.

Таблиця 1.1 – Теплофізичні властивості спалювання метану та водню [27]

	Швидкість розповсюдження полум'я, м/с	Адіабатична температура горіння, К	Питома теплота згорання, МДж/(кг·К)
CH ₄	0,4	2220	60,9
H ₂	3,2	2383	120,3

З таблиці видно, що швидкість спалювання метану – у 8 раз менше, ніж водню.

Результати експерименту показали зростання швидкості горіння при збільшенні концентрації водню в паливі, апроксимація отриманих даних дає квадратичну залежність [27].

Слід зазначити, що в літературі є суперечливі твердження про характер залежності нормальної швидкості полум'я. Існувало правило, що в сумішах зі швидкістю полум'я більше 100 см/с при атмосферному тиску швидкість горіння збільшується з тиском, а в сумішах зі швидкістю полум'я 50 см/с і менше швидкість горіння зменшується з тиском. Автори в [28] спростовують це емпіричне правило для сумішей, що містять водень. Наведені експериментальні та розрахункові дані показують, що при підвищенні тиску нормальна швидкість полум'я не зменшується, а навіть за певних умов збільшується.

Відомо, що область стабільного горіння обмежена зонами проскоку і утворенням продуктів хімічного недопалу. На діаграмі (рис. 1.4) в осях «теплова потужність, N кВт – кількість первинного повітря, α_1 » розташування цих зон виглядає наступним чином [29].

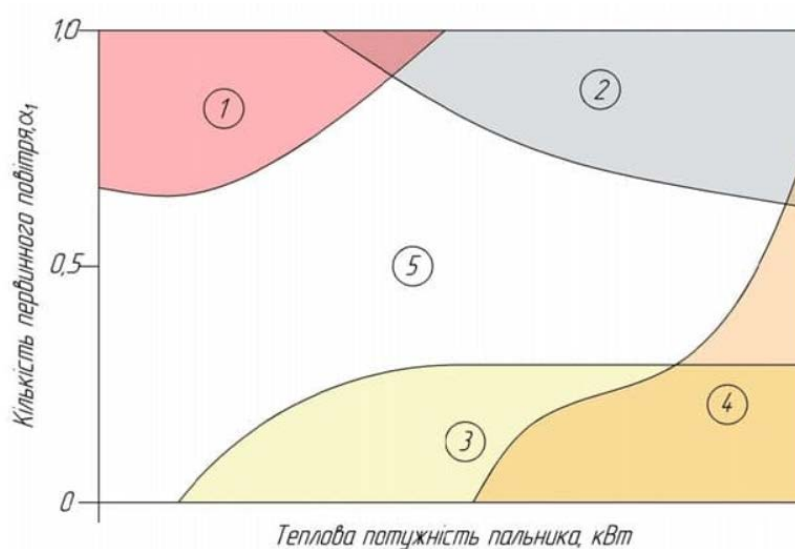


Рисунок 1.4 – Діаграма американської газової асоціації (AGA) ефективного згоряння газу: 1 – зона проскоку полум'я; 2 – зона відриву полум'я; 3 – зона утворення жовтих пробісків полум'я; 4 – зона утворення продуктів хімічного недопалу; 5 – зона стабільного і ефективного згоряння газу [29]

Згідно [30], кожна категорія газів, які подаються споживачам, включає гази, які об'єднані в групи за схожістю характеристики горіння і за принципом

тотожності у певному діапазоні величини (числа), що називають індексом Воббе [29].

Визначення індекса Воббе виконується згідно залежності (1.3):

$$W_i = \frac{H_i}{\sqrt{d}} = \frac{H_i}{\sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_n}}}, \quad (1.3)$$

де H_i – нижча теплота згоряння горючого газу, МДж/м³; d – відносна густина горючого газу; ρ_g , ρ_n – густина горючого газу і повітря на спалювання за однакових умов, кг/м³.

У Додатку Г наведено порівняння фізико-хімічних властивостей метану як основного горючого компонента природного газу і водню. З таблиці видно, що відмінність у горючих характеристиках метану і водню надзвичайно велика. Витрати повітря для забезпечення повного згоряння і об'єм продуктів згоряння відрізняються у 4 рази, швидкість розповсюдження полум'я – у 7 разів, кількість первинного повітря, яка гарантує горіння без проскоку, відрізняється у 4 рази [29].

Відмінність індекса Воббе для метану та водню становить 15%, коли нормована величина – 5%.

Так, можна стверджувати про те, що при збільшенні концентрації водню у складі суміші газів відбувається розширення діапазону між нижньою і верхньою межею горіння. Суміш газів має здатність ефективного горіння у більш широкому діапазоні концентрацій (Додаток Д).

З даних Додатку Д видно, що для суміші з об'ємним вмістом водню 20-25% значення індекса Воббе знаходиться в допустимих межах, щоб не вносити зміни в конструкцію пальника. Таким чином, при додаванні водню більше 25% перехід пальника на спалювання суміші вимагатиме внесення змін в конструкцію і режим його роботи.

Також слід брати до уваги зміни характеру теплообміну у топкових пристроях. Буде змінюватись об'єм і склад продуктів згоряння при додаванні водню до горючої суміші (див. Додаток Д). Видно, що для суміші з вмістом до 30% об. водню об'єм

продуктів згоряння зменшується з одночасним зменшенням вмісту CO_2 у продуктах згоряння [29].

Отже, проаналізувавши основні характеристики водню як палива для вогнетехнічного устаткування, можна зробити висновок, що максимальні значення нормальної швидкості горіння суміші метан-водень U_n в 7-9 разів перевищують відповідне значення для стехіометричних метаноповітряних сумішей. Різниця в швидкості згоряння метану і водню пов'язана з різницею в концентрації і кінетиці утворення радикалів H , O , OH , які визначають хід процесу. Також, додавання водню до метаноповітряної суміші призводить не тільки до збільшення швидкості горіння, але й до зменшення ширини фронту полум'я і розширення діапазону між нижньою і верхньою межею горіння, особливо в області збагачених сумішей. Сумішне паливо потребує нижчої енергії займання та характеризується вищою температурою горіння. В роботах показано, що додавання водню до метану покращує межі стійкості полум'я, значно зменшує утворення CO без суттєвого впливу на викиди NO_x . Аналіз індекса Воббе у роботах низки авторів показав, що при переході пальника на спалювання суміші метан-водень з вмістом водню більше 25% необхідні внесення змін в конструкцію і режим його роботи.

1.4 Експериментальні дослідження екологічності спалювання паливної суміші метан-водень

Утворення термічних NO визначається такими основними факторами: температура в зоні горіння, коефіцієнт надлишку повітря та час перебування продуктів згоряння у зоні високих температур. Температура в зоні горіння має найбільший вплив на вихід термічних NO . Для котлів ТЕС причиною утворення оксидів азоту при спалюванні палива є окислення азоту повітря в факелі киснем при високих температурах. Розрахункові та експериментальні дослідження показали, що зі зростанням температури в зоні горіння відбувається експоненційне зростання концентрацій оксидів азоту в продуктах згоряння [31]. Детально

високотемпературний механізм хімічних реакцій утворення оксидів азоту в зоні горіння палива описаний Я. Б. Зельдовичем [32].

У [33] авторами показано, що при спалюванні метано-водневої суміші сумарна концентрація оксидів азоту $\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$ змінюється в межах від 76 до 112 мг/м³ (в топках котлів ТЕС при спалюванні природного газу, за відсутності систем пригнічення емісії шкідливих оксидів азоту, середня концентрація $\text{NO}_x = 200$ мг/м³). Це можна пояснити тим, що теплота згоряння метановодневої суміші в середньому на 30-35% нижче теплоти згоряння природного газу.

Час досягнення рівноважної концентрації оксиду азоту в діапазоні температур від 1800 до 1900 К становить приблизно від 23 до 4 с [34]. У топках котельних установок час перебування продуктів згоряння значно менший [35], отже, рівноважні концентрації там не досягаються. Тому збільшення часу перебування в зоні горіння $\tau_{\text{пр}}$ призводить до прямо пропорційного зростання кількості утворених NO [35] (рис. 1.5).

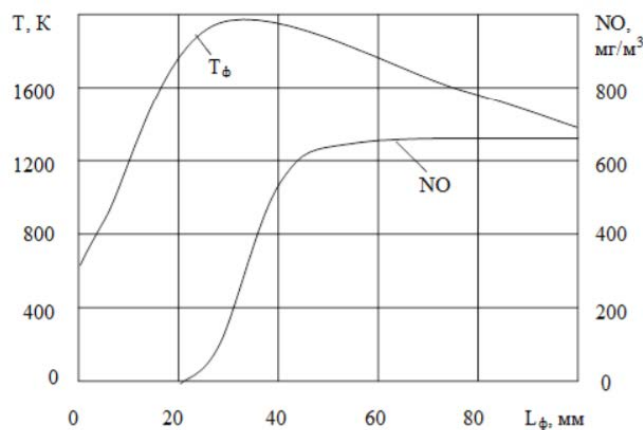


Рисунок 1.5 – Динаміка утворення термічних NO по довжині факела [35]

Так, у [36, 37] автори стверджують, що додавання водню до метану призводить до значного збільшення концентрації радикалів OH, що сприяє окисленню CO у CO₂. В пальниках без попередньо підготовленої суміші [18] спостерігалось більш високе утворення сажі та викидів CO та NO_x. Так, підвищення рівня CO в основному пояснювалось скороченням часу перебування та збільшенням

надлишку повітря з додаванням водню. Більш високий рівень викидів NO_x був зумовлений в основному збільшенням температури полум'я при додаванні водню.

Шін та Лю в роботі [38] досліджували вплив додавання водню на продуктивність пальника при спалюванні метану. Водень змінювали з 0% до 90 об.% у суміші. Додавання водню при фіксованій швидкості палива на вході призвело до зменшення як масової витрати палива, так і загальної теплової потужності, що призвело до падіння температури полум'я. Коли ж водень додавався до тієї ж витрати палива теплова енергія збільшувалась зі збільшенням частки водню. Це призвело до збільшення температури полум'я та температури вихідних газів. Так, викиди CO зменшувались з додаванням водню, тоді як викиди NO_x збільшувались через підвищення температури полум'я при більш високому відсотку водню.

У [19] розглянуто випробування опалювального котла та газової плити, що працюють на сумішевому газовому паливі $\text{CH}_4\text{—H}_2$ в діапазоні вмісту водню $[\text{H}_2]=0\text{--}50\%$ (об.). В роботі показано вплив витрати палива (теплової потужності приладу) на викиди шкідливих речовин. Так, в діапазоні середнього та максимального споживання палива, викиди $[\text{CO}]_{3\%\text{O}_2}$ стають близькими до нуля в продуктах згоряння (димових газах) суміші $[\text{CH}_4]/[\text{H}_2]=50/50\%$, тоді як у разі спалювання природного газу $[\text{CO}]$, викиди становлять до 100 ppm за зазначених умов. Викиди $[\text{NO}_x]_{3\%\text{O}_2}$ зростають зі збільшенням витрати палива. При цьому спостерігається тенденція до суттєвого зниження викидів NO_x у всьому діапазоні теплової потужності (витрати палива), оскільки збільшується вміст H_2 , в тому числі і при максимальному вмісті $[\text{H}_2]$ в досліджуваному паливі ($[\text{H}_2]=50\%$). Для досліджуваного палива при максимальній концентрації $[\text{H}_2]$ ($[\text{H}_2]=50\%$ (об.)) викиди $[\text{NO}_x]_{3\%\text{O}_2}$ зростають від 5-10 ppm до $[\text{NO}_x]_{3\%\text{O}_2}\approx 60$ ppm, тоді як для палива з низьким вмістом $[\text{H}_2]$ ($[\text{H}_2]=5\text{--}10\%$ (об.)) $[\text{NO}_x]_{3\%\text{O}_2}$ викиди становлять 140 ppm і більше. В той же час, у разі спалювання природного газу викиди $[\text{NO}_x]_{3\%\text{O}_2}$ зростають з 45 ppm до 90-100 ppm в результаті збільшення теплоємності пальника. Чим вищий вміст водню в паливі, тим нижча концентрація оксидів азоту у відхідних газах [19].

В [39] авторами було проведено експериментальне дослідження впливу додавання водню в голландський природний газ на ефективність згоряння палива. В дослідженні використовували пальник Zantingh/Unigas із примусовою тягою LowNO_x, який встановлено в котлі Novum H2R потужністю 475 кВт. Результати експерименту показали, що колір полум'я повільно змінювався від блакитного кольору природного газу до оранжевого для чистого водню. Вимірювання показали зростання викидів NO_x зі збільшенням вмісту водню в природному газі. Так, при переході з природного газу на водень викиди NO_x збільшувались приблизно в три рази. Автори пояснюють, що зростання викидів оксидів азоту викликане підвищенням адіабатичної температури полум'я. Іншим етапом дослідження було додавання до водню CO₂. Результати дослідження показали, що додавання приблизно 8% CO₂ до водню зменшило викиди NO_x у три рази. Також зменшення NO_x відбувалось й при рециркуляції димових газів. Так, досягнуто скорочення викидів більше ніж у 10 разів [39].

Експериментальні результати, отримані авторами в [40] при спалюванні природного газу в пальнику з низьким завихренням у водогрійному котлі, були використані як граничні умови для двох геометричних моделей при CFD моделюванні. Так, результати моделювання показали, що у випадку спалювання суміші природний газ-водень, в об'ємному співвідношенні 25%, 50% та 75% по водню, рівень викидів NO_x збільшується на 92,81%, 219,72% і 360% відповідно [40].

Що стосується викидів CO та CO₂, результати моделювання показали, що додавання водню до природного газу знижує рівень CO. Хоча рівень CO всередині котла занадто високий, особливо для палива на основі вуглецю (C), такого як природний газ і збагачений воднем природний газ, значення на центральній лінії досить низькі, особливо на виході з котла (0 ppm) (див. рис. 1.6).

На рис. 1.6 а також показано, що спалювання природного газу з високим вмістом водню (25% пр.газ / 75% H₂) дає менший рівень CO, порівняно з сумішшю з низьким вмістом водню (75% пр.газ / 25% H₂). Викиди CO₂ при згорянні також демонструють ту ж тенденцію, що й викиди CO, і зменшуються зі збільшенням

відсотка водню в паливних сумішах, зрештою знижуючись до нуля при спалюванні чистого водню, як показано на рис. 1.6 б [40].

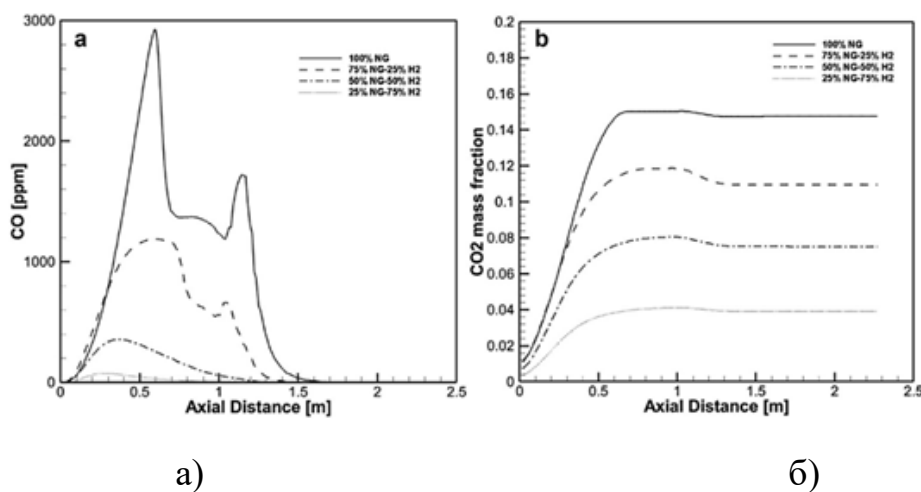


Рисунок 1.6 – Порівняння викидів CO при спалюванні природного газу та природного газу збагаченого воднем: а) осьовий розподіл CO, б) розподіл CO₂ на центральній лінії [40]

У роботі [42] показано, що спалювання суміші метану з воднем в дизельному двигуні з прямим вприскуванням з турбонаддувом сприяє зменшенню питомої витрати палива. Що стосується викидів, то в порівнянні з чистим метаном, двигуни, що працюють на суміші метан-водень виробляють більшу кількість загальних вуглеводнів та оксидів азоту, але меншу кількість вуглекислого газу. Додавки водню зменшують викиди CO₂ при роботі на метановому паливі приблизно на 1-32%. Зменшення викидів CO за рахунок додавання водню показано й в дослідженні Бурас та ін. [43].

Щоб продемонструвати вплив складу палива на викиди NO_x, розраховані з використанням сухої концентрації, скоригованої до 15% O₂, наведено криві корекції [44], припускаючи, що різні суміші працюють при однаковій температурі полум'я (рис.1.7). Результати розраховано для реагентів з температурою 300 К при тиску 1 бар з адіабатичною температурою полум'я 2000 К.

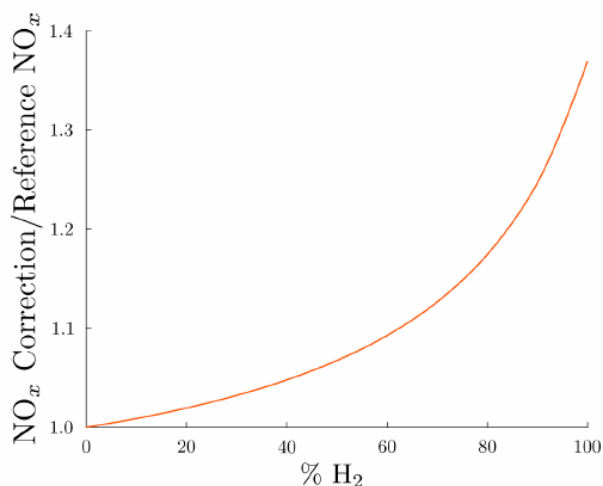


Рисунок 1.7 – Сухі викиди NO_x (у ppmv при 15% O₂) при постійній температурі для різних співвідношень метан-водень відносно сухих викидів NO_x від чистого метану [44]

В табл. 1.2 наведено вміст шкідливих речовин в продуктах згоряння в залежності від частки водню в суміші та тиску [44].

Таблиця 1.2 – Вміст шкідливих речовин в продуктах згоряння в залежності від частки водню в суміші та тиску [44]

1bar, 300K, T _{ад} =2000K						
H ₂ , %	CH ₄ , %	CO ₂ , %	H ₂ O, %	O ₂ , %	NO _x , corr.*	Співвідношення
0	100	7,69	15,38	3,70	0,4264	1,000
20	80	7,15	16,07	3,82	0,4347	1,019
40	60	6,39	17,03	4,00	0,4468	1,048
60	40	5,27	18,45	4,25	0,4659	1,092
80	20	3,46	20,74	4,66	0,5008	1,174
100	0	0,00	25,13	5,45	0,5840	1,370
20bar, 700K, T _{ад} =2000K						
H ₂ , %	CH ₄ , %	CO ₂ , %	H ₂ O, %	O ₂ , %	NO _x , %	Співвідношення
0	100	6,04	12,05	7,39	0,5414	1,000
50	50	4,61	13,78	7,76	0,5800	1,071
100	0	0,00	19,37	8,96	0,7528	1,390

* – концентрації приведені до 15% O₂ в сухих продуктах спалювання (α=3,5).

Проведені авторами досліді показують здебільшого однакову поведінку утворення шкідливих викидів при спалюванні метановодневої суміші. Так, додавання водню призводить до покращення ефективності процесу горіння за рахунок підвищення реакційної здатності палива. Це в свою чергу призводить до збільшення температури факела локально, а не в цілому об'ємі. Так, на деяких ділянках викиди CO зменшувались з додаванням водню, тоді як викиди NO_x збільшувались через підвищення температури полум'я при більш високому вмісті відсотка водню. Слід також враховувати, що екологічні показники залежать від багатьох факторів, основні з яких визначаються умовами проведення експерименту та особливостями системи паливоспалювання.

1.5 Методи боротьби зі шкідливими викидами

Екологічні стандарти в різних регіонах світу вимагають впровадження технологій для контролю викидів оксиду азоту, що сприяє створенню нових технологічних рішень. В розвинених країнах встановлені більш суворі норми викидів NO_x [15].

Відомо, що існують два принципово різних напрямки зниження викидів токсичних газоподібних речовин [45]:

1. Пасивний спосіб – цей метод включає очищення димових газів за допомогою спеціальних установок, які зазвичай монтуються за котлом. Вони призначені для подальшого очищення газів від NO_x та інших забруднюючих речовин після згоряння палива.

2. Активний спосіб – цей метод передбачає пригнічення процесу емісії NO_x на початковій стадії їх формування. Для цього використовуються різні техніки. Наприклад, комбіновані методи включають в себе використання рециркуляції продуктів згоряння в зону горіння, двоступеневе спалювання, а також вплив на процес горіння за допомогою введення пари H_2O в камеру згоряння. Такі заходи спрямовані на підвищення ефективності установки та зниження емісії NO_x . Додатковими методами можуть бути поділ топкової камери на відсіки двосвітними

екранами й інші прийоми, спрямовані на інтенсифікацію процесу тепловідведення від зони горіння.

Важливо враховувати, що вибір конкретного методу залежить від типу котла, його конфігурації та екологічних вимог.

Один із широко вживаних та легко реалізованих оперативних заходів, спрямованих на зменшення викидів оксидів азоту при утилізації відходів, полягає у скороченні надлишку повітря в топці котла. Цей метод, відомий як режим з низьким надлишковим повітрям (LEA - Low Excess Air), приводить до зменшення кількості кисню у факелі згоряння, що в свою чергу пригнічує утворення оксидів азоту, як термічних, так і паливних. Ця стратегія може бути використана для оптимізації процесу згоряння різних видів органічного палива [46].

Серед пасивних методів зниження оксидів азоту одним з найефективніших є технологія селективного каталітичного відновлення (СКВ). Суть селективного каталітичного відновлення полягає в контролі NO_x шляхом перетворення їх в нешкідливий N_2 у димових газах. Цей метод використовує аміак для відновлення NO_x і може бути реалізований при різних температурах, таких як $900\text{--}950^\circ\text{C}$ без каталізатора (метод Ессо) або $360\text{--}450^\circ\text{C}$ з використанням окисно-ванадієвого каталізатора. Найбільш розповсюдженим і вдосконаленим є останній метод. Під час каталітичного очищення вміст NO у викидах зменшується в середньому в п'ять разів. Незважаючи на кілька недоліків, таких як: високі витрати на каталізатори та обладнання, корозія обладнання, висока робоча температура та обмежений термін служби каталізатора, висока ефективність цього методу, його відносно проста установка та прийнятні експлуатаційні витрати роблять його вельми ефективним засобом видалення NO_x з димових газів [47].

Селективне некаталітичне відновлення (СНКВ) є однією з технологій відновлення NO_x , яка замість використання каталізатора приводиться в дію високою температурою. СНКВ ґрунтується на хімічному відновленні NO_x , де до високотемпературних відходів додається реагент, який взаємодіє з димовими газами і перетворює NO_x у нешкідливі пари N_2 та H_2O . Температурний діапазон для ефективної дії методу зазвичай варіюється від 850°C до 1100°C . Незважаючи на ці

переваги, СНКВ має важливі обмеження, такі як: низька ефективність, необхідність підтримувати високу температуру, наявність додаткового обладнання для очищення і обмежену застосовність при низьких концентраціях NO_x .

Методи очищення димових газів від оксидів азоту є високовартісними, проте їх використання веде до практично повного зниження викидів NO_x , що необхідно для дотримання жорстких екологічних норм. На сьогоднішній день було проведено значну кількість досліджень з розробки перспективних технологій очищення відходів газів та більш ефективних методів для виконання суворих екологічних стандартів щодо концентрацій NO_x .

Отже, загальний висновок полягає в тому, що кожен з методів очищення NO_x має свої переваги та обмеження. У більш загальному контексті, використання кожного методу окремо або їх поєднання помітно покращують екологічні показники обладнання.

Відомо, що суттєвий вплив на ефективність зниження емісії оксидів азоту має технологія спалювання палива. Реалізація дифузійно-кінетичного (мікродифузійного) механізму спалювання газу ВО досягається впровадженням струменево-нішевої технології (СНТ), яка дозволяє надійно та ефективно працювати в широкому діапазоні робочих навантажень.

Дана технологія поєднує в собі всі стадії робочого процесу пальників: розподіл палива в потоці окисника, сумішоутворення з необхідними рівнями концентрацій палива в об'ємі окисника, запалення горючої суміші, стабілізація факела та формування продуктів згоряння необхідної якості, термічна підготовка палива, самоохолодження термічно навантажених елементів ПП [48].

Станом на 2024 рік на базі СНТ напрацьовано значний досвід енергоекологічної модернізації котельного обладнання потужністю 0,5...125 МВт [49].

Далі, в розділі 4, наведено методику оцінювання емісійних показників ВО для широкого спектра технологічного призначення модернізованого із застосуванням СНТ. Дану методику наведено в [4].

1.6 Висновки до розділу 1 та завдання дослідження

1. У зв'язку з наявністю промислових і комунальних об'єктів з застарілими енергоємними технологіями і зношеним устаткуванням в Україні виникає ряд проблем, що викликані дефіцитом вичерпних палив, їх здорожчанням, низькою ефективністю використання енергетичних ресурсів і міжнародними зобов'язаннями щодо екологічної безпеки. Особлива увага приділяється відновлювальним джерелам енергії. Серед альтернативних палив одним з перспективних вважається водень.

2. В даному розділі проаналізовано використання водню як палива в енергетиці. При вирішенні питання про можливість взаємозамінності двох газів – основного, для якого запроєктована робота пальника та паливоспалювальної установки, і альтернативного, який повинен замінити основний. За таких умов, важливо забезпечити стійку і ефективну роботу пальника та установки не лише без змін конструкції і режиму роботи, а й з дотриманням проєктної (паспортної) величини коефіцієнта регулювання пальника. Високоєфективна і стабільна робота паливоспалювальної системи повинна бути забезпечена в усьому діапазоні регулювання її потужності, що зазначені у паспортних характеристиках устаткування.

3. В розділі розглянуто вплив основних теплофізичних характеристик досліджуваного палива на параметри робочого процесу пальникових пристроїв, основні з яких: нормальна швидкість горіння суміші метан-водень U_n , вплив тиску на нормальну швидкість горіння, ширина фронту полум'я і розширення меж займання, енергія займання полум'я, теплота згоряння суміші, температури горіння. Показано, що водень сприяє покращенню меж стійкості горіння полум'я. Важливим є те, що помірне збагачення природного газу воднем, приблизно до 25%, може підтримуватися існуючими котлами з попередньо змішаним паливним газом без істотної необхідності перепроекткування, шляхом додаткового теплотехнічного налагодження паливоспалювальної установки.

4. У розділі певну увагу приділено оцінці екологічних показників спалювання суміші метан-водень у пальниках з різними організаціями та технологіями

спалювання палив. Додавання водню призводить до зменшення теплотворної здатності палива, що очевидно зменшує кількість теплоти. Через підвищення реакційної здатності палива збільшуються локальні температури, а отже викиди NO_x збільшуються через підвищення температури при більш високому відсотку заміщення основного палива воднем. Викиди CO та CO_2 в свою чергу зменшуються.

5. За результатами проведеного аналізу, можна зробити висновок, що екологічні показники значною мірою залежать як від умов проведення експерименту, так і від технології спалювання палива.

6. Високоєфективною технологією горіння палива є СНТ, яка впроваджена на багатьох вогнетехнічних об'єктах і має ряд переваг у порівнянні з «вихровими» технологіями спалювання палива, таких як: надійна і ефективна робота на низьких витратах палива, знижений гідравлічний опір стабілізаторів, можливість роботи у безвентиляторному режимі, високі енергетичні показники устаткування. Розвиток технології продовжується більше 30 років і бере свій початок з наукових робіт проблемної лабораторії горіння КПІ під керівництвом професора Христича В.О.

7. Використання водню дозволяє вирішити екологічні проблеми суспільства та мінімізувати ризики, які пов'язані із забрудненням атмосферного повітря вуглекислим газом. Розуміння закономірностей утворення шкідливих речовин і можливість прогнозування їх емісії при використанні водню як палива є одними з основних питань забезпечення норм охорони навколишнього середовища.

8. Виходячи з вищеперерахованого, метою роботи є: дослідження робочих показників струменево-нішевої системи спалювання та стабілізації процесу горіння, яка є основою універсальної енергоекологічної технології спалювання газу. Розробка рекомендацій щодо можливості застосування домішки водню до традиційних газоподібних палив з ціллю визначення можливостей покращення еколого-технічних та експлуатаційних показників газоспалюючого обладнання на основі струменево-нішевої технології. Для досягнення поставленої мети потрібно виконати такі **завдання**:

- аналіз сучасного стану проблеми застосування альтернативних газів у якості домішки до основного палива газоспалюючого устаткування енергетичного призначення;
- підготовка вимірювальної установки для проведення експериментальних досліджень;
- експериментальне дослідження утворення шкідливих компонентів при спалюванні природного газу, пропан-бутану, та їх сумішей з воднем в СНС;
- дослідження сталості горіння сумішних палив в СНС при зміні основних режимних і геометричних параметрів стабілізатору;
- удосконалення методики еколого-теплотехнічної оцінки вогнетехнічного устаткування;
- адаптація технології до спалювання альтернативних газів, зокрема – оцінка впливу домішки водню до природного газу на основні робочі характеристики пальників та емісію шкідливих речовин;
- опрацювання режимних карт ВО для котельного устаткування модернізованого на базі струменево-нішевої технології.

РОЗДІЛ 2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Опис конструкції експериментального стенду для проведення досліджень

Зважаючи на підвищені вимоги заходів безпеки при спалюванні водню, попередньо перед виконанням експерименту було досліджено спалювання суміші природного газу з воднем в СНТ за допомогою методів CFD-моделювання. При дослідженні були отримані адекватні результати, які не суперечать характеру утворення шкідливих викидів, описаних при огляді літературних джерел. Отримані результати дозволили визначити робочі параметри паливорозподілу СНС в залежності від складу сумішного палива [49-51].

Базуючись на завданнях досліджень розроблено та налагоджено лабораторний стенд (рис. 2.1) з необхідною апаратурою для проведення експериментального дослідження температурних та концентраційних полів при спалюванні суміші вуглеводневих палив з воднем в СНС.

В ході експерименту фіксуються наступні параметри:

- тиск та температура повітря на вході у вимірювальну ділянку;
- витрата та температура пальних газів та водню;
- температура продуктів згоряння по довжині факела та на виході;
- емісійні характеристики СНС;
- витрати компонентів горіння на зривних режимах та режимах запалювання суміші.

За результатами вимірювань розраховуються наступні параметри системи:

- швидкість та витрати компонентів горіння;
- значення гідродинамічного параметра q ;
- значення загального коефіцієнта надлишку повітря в зоні зворотних потоків (ЗЗТ);

- зривні та пускові характеристики СНС при спалюванні природного газу в суміші з воднем.

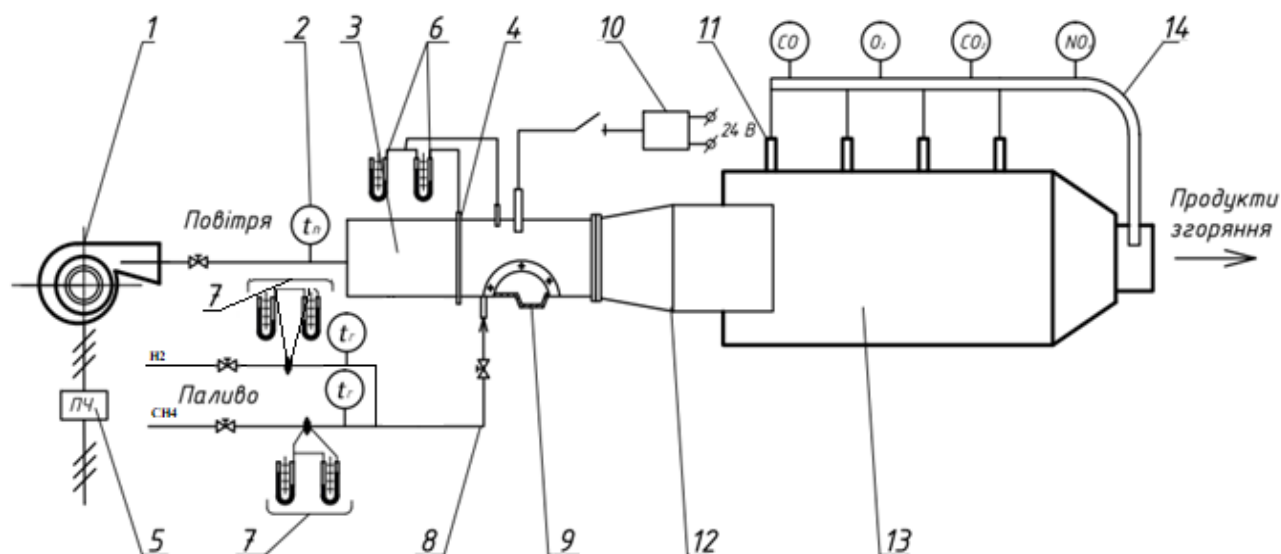


Рисунок 2.1 – Схема лабораторного вогневого стенду:

1 – вентилятор; 2 – термометр для вимірювання температури повітря; 3 – початкова ділянка; 4 – інтегруюча трубка – приймач повітряного тиску; 5 – пристрій частотного регулювання обертів вентилятора; 6, 7 – блок манометрів; 8 — подача палива до основного колектора, розміщеного на струменево-нішевому модулі; 9 – струменево-нішевий модуль з оглядовим вікном; 10 – свіча запалювання; 11 – штуцери для вимірювання температури газів по довжині факела; 12 – дифузор; 13 – футерована вогнева ділянка; 14 – інтегральний пробовідбірник

2.2 Методика проведення досліджень

Дослідження виконані в лабораторії проблем горіння «КПІ ім. Ігоря Сікорського».

В роботі проведено дослідження емісійних показників при спалюванні суміші вуглеводневих паливних газів з воднем в струменево-нішевому стабілізаторі. Для дослідження спалювання суміші був використаний спеціальний газовий колектор (рис. 2.2). В ході експерименту витрата повітря визначалася за допомогою інтегруючої трубки – приймача повітряного тиску, виконаної за рекомендаціями [52,

53], а витрати природного газу та водню вимірювались за допомогою звужуючих пристроїв, які таруються з використанням сопла Вітошинського. Температура на визначених ділянках вимірювалась за допомогою термоелектричних перетворювачів.

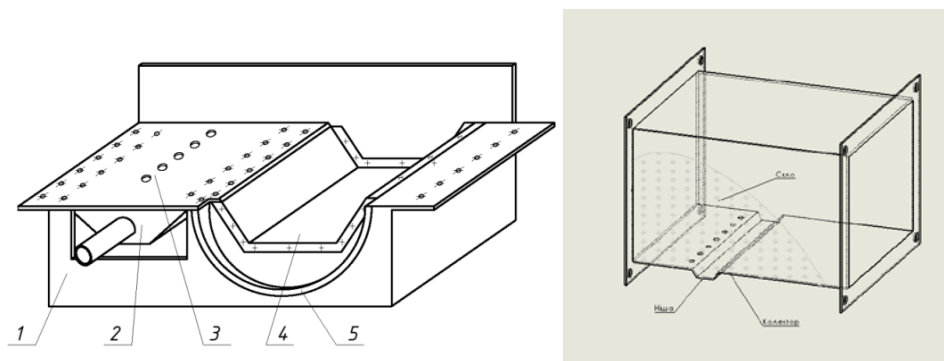


Рисунок 2.2 – Блок установки елементів струменево-нішевого стабілізатора полум'я: 1 – корпус блоку; 2 – розбірний газовий колектор; 3 – система круглих отворів для паливоподачі; 4 – нішева порожнина; 5 – напівфланець оглядового скла

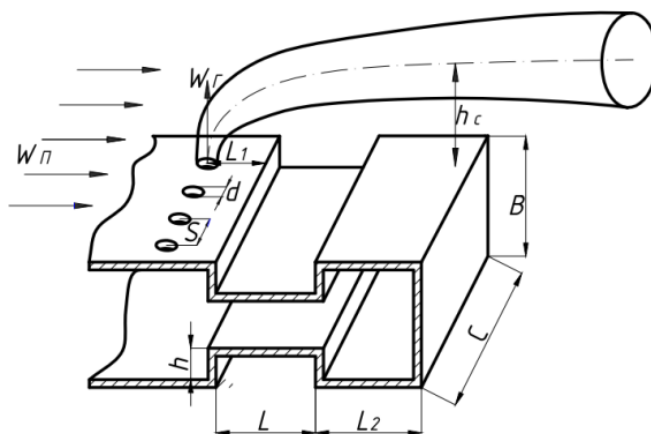


Рисунок 2.3 – СНС на плоскому стабілізаторі-пілоні

На рисунку 2.3 параметри L та L_1 відповідають за якість сумішоутворення; параметр L/H – визначає формування вихрової структури для аеротермічної стабілізації процесу горіння (найбільш прийнятні відкриті прямокутні або трапецієвидні каверни із значенням параметра $L/H=3\dots5$); $d \rightarrow G_r$ – діаметри отворів, що визначають теплову потужність пальників, а також обираються у відповідності

до стехіометрії палива; S/d – параметр, який крім якості процесів сумішоутворення в зоні стабілізації полум'я визначає характеристики гідродинамічної стабілізації процесу горіння ($S/d=f(L_0)$); далекобійність струменів $h_c=f(S/d; d; q)$, q – гідродинамічний параметр.

На футерованій робочій вогневій ділянці наявні штуцери для виконання необхідних замірів. Чашкові мікроманометри типу ММК використовуються для вимірювання перепадів тиску на звужуючих пристроях. Температури визначаються за допомогою термопар: платини-платинородію ТПП10 (S), хромель-алюмелю ТХА (K) та хромель-копелю ТХК (L). Датчики температури працюють з універсальним вимірювачем типу Регмик 8И у щитовому виконанні з можливістю передачі та запису вимірювальної інформації на персональний комп'ютер за допомогою перетворювача інтерфейсу типу RS-485 (рис. 2.4).

Газовий аналіз виконано за допомогою газоаналізаторів **Testo-330 1LL** та **ОКСИ 5М-5Н**. Методика випробувань пальникового пристрою визначалась за відповідною нормативною та технічною документацією [54].

2.2.1 Підготовка газоаналізаторів до замірів

На газоаналізаторах перед вимірюванням встановлюються порогові значення, що дозволяють захистити сенсори від перевантаження в разі максимально високих концентрацій СО. Якщо порогові значення перевищено, насос автоматично вимикається і димові гази більше не надходять у газоаналізатор.

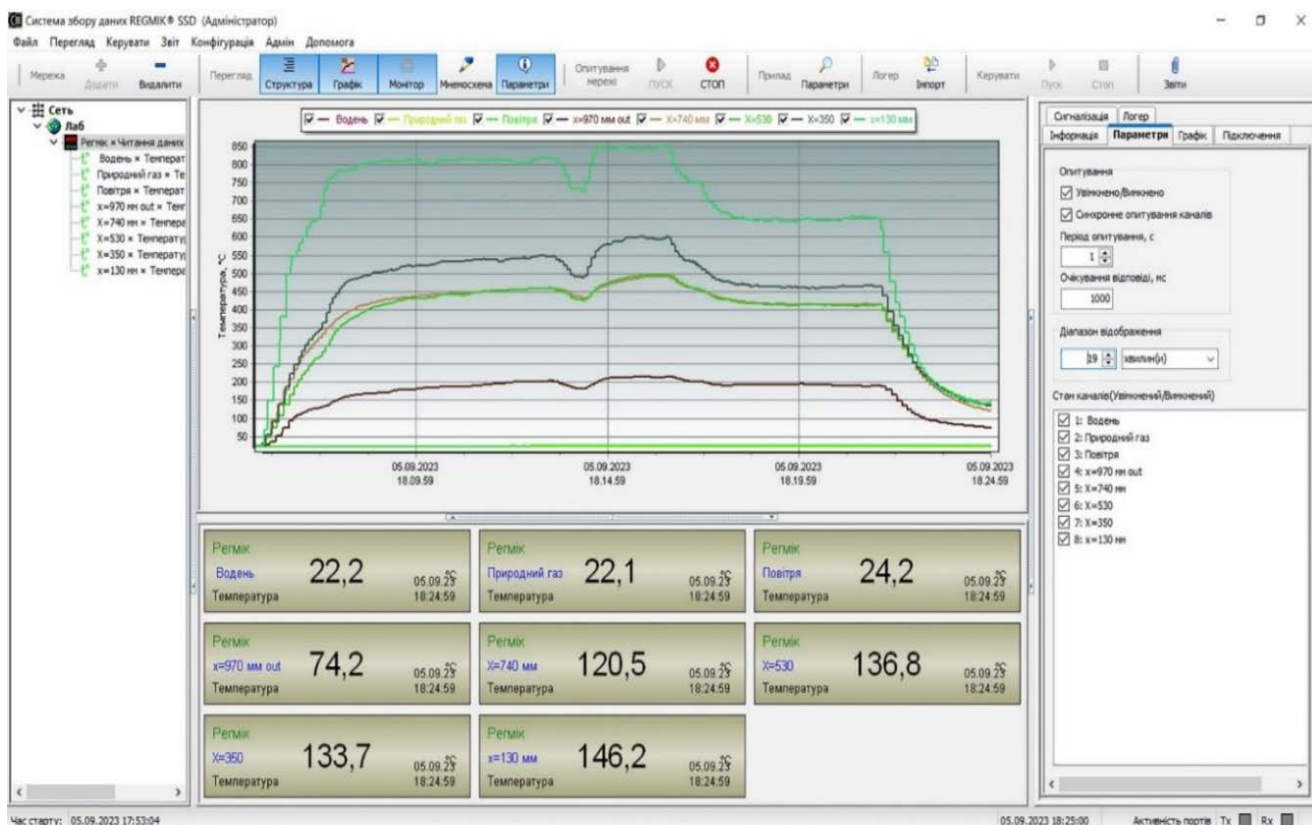
Також проводиться тест на герметичність. При цьому газозабірний зонд закривається ковпачком, щоб втрата на вимірювальному газовому насосі через певний час вийшла на нуль.

Температура димових газів вимірюється в місці максимальної температури, де попередньо встановлюються зонди. За допомогою газоаналізатора визначається також концентрація O_2 . Що стосується вимірювання оксидів вуглецю, слід зазначити, що більшість газоаналізаторів не містять датчик CO_2 , вони розраховують концентрацію оксидів вуглецю за допомогою вимірюваного вмісту O_2 , оскільки обидва значення прямо пропорційні одне одному. Так, за допомогою визначення

концентрації СО можна зробити висновки щодо якості згоряння. Вимірювання СО проводиться в центрі потоку димових газів, щоб запобігти розбавленню газу повітрям.



а)



б)

Рисунок 2.4 – Вимірювач універсальний, фронтальна панель (а), вікно системи збору даних від датчиків температури (б)

Щодо оксидів азоту, газоаналізатором визначаються як NO так і NO₂, що в сумі складає значення NO_x (для ОКСИ див. рис.2.5). Для газоаналізатора Testo вимірювання оксидів азоту виконується за вмістом тільки монооксиду NO, діоксид

розраховується у кількості 0...10% від попереднього значення. Відсоток налаштовується користувачем.



а)



б)

Рисунок 2.5 – Газоаналізатори ОКСИ 5М-5Н (а), Testo-330 1LL (б)

Результати вимірювань також зберігаються на персональний комп'ютер для подальшого опрацювання дослідних даних (рис. 2.4 б, 2.6, 2.7).

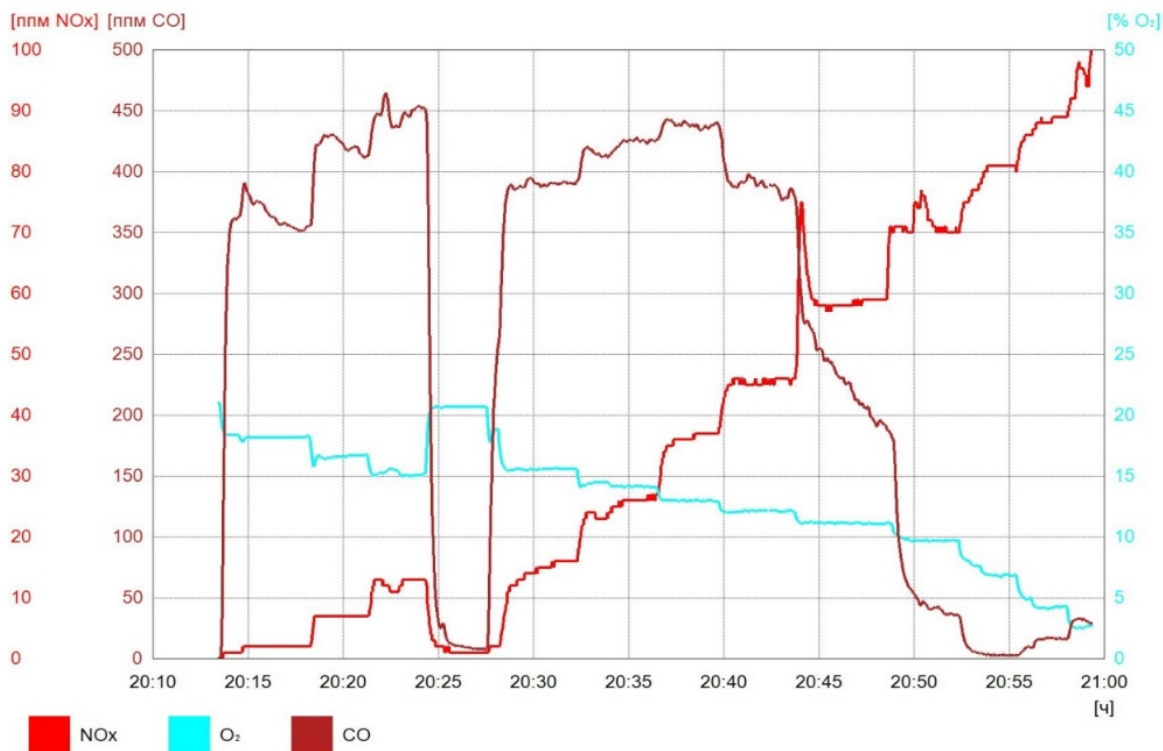


Рисунок 2.6 – Інтерфейс програмного забезпечення Testo

OKSI-5m - [Новый отчет 1]

Файл Правка Вид Действие Настройка Окно ?

Новый отчет 1

№ зап	Дата и время измерения	Текст	Темп-ра (°C)	α	η	Р (мм. вод. ст.)	Р (Па)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	CO (млн-1)	CO (мг/м ³)	NO (млн-1)	NO (мг/м ³)	NO _x (млн-1)	NO _x (мг/м ³)	NO ₂ (млн-1)	NO ₂ (мг/м ³)	SO ₂ (млн-1)	SO ₂ (мг/м ³)
001	06.07.2023 14:55:37	1-----	0.00	1.84				9.60	6.40	199	248.75	21	28.14	23	47.15	2	4.10	7	20.02
002	06.07.2023 14:56:24	2-----	0.00	1.82				9.50	6.40	184	230.00	21	28.14	23	47.15	2	4.10	6	17.16
003	06.07.2023 14:58:07	3-----	0.00	1.24				4.10	9.50	44	55.00	37	49.58	37	75.85	0	0.00	2	5.72
004	06.07.2023 15:01:05	4-----	0.00	1.76				9.10	6.70	150	187.50	25	33.50	25	51.25	0	0.00	5	14.30
005	06.07.2023 15:04:42	5-----	0.00	1.51				7.10	7.80	23	28.75	33	44.22	33	67.65	0	0.00	0	0.00
006	06.07.2023 15:06:51	6-----	0.00	1.31				5.00	9.00	6	7.50	37	49.58	37	75.85	0	0.00	0	0.00
007	06.07.2023 15:08:56	7-----	0.00	1.16				2.90	10.10	322	402.50	37	49.58	37	75.85	0	0.00	10	28.60
008	06.07.2023 15:14:28	8-----	0.00	1.25				4.30	9.40	310	387.50	33	44.22	33	67.65	0	0.00	11	31.46
009	06.07.2023 15:18:08	9-----	0.00	1.41				6.20	8.30	52	65.00	34	45.56	34	69.70	0	0.00	7	20.02
010	06.07.2023 15:46:54	A-----	0.00	4.88				16.70	2.40	312	390.00	3	4.02	5	10.25	2	4.10	10	28.60
011	06.07.2023 15:48:39	B-----	0.00	2.76				13.40	4.20	214	267.50	11	14.74	15	30.75	4	8.20	9	25.74
012	06.07.2023 15:50:52	B-----	0.00	1.96				10.30	6.00	94	117.50	26	34.84	27	55.35	1	2.05	2	5.72
013	06.07.2023 15:52:06	Г-----	0.00	1.68				8.50	7.00	37	46.25	34	45.56	34	69.70	0	0.00	0	0.00
014	06.07.2023 15:53:40	Д-----	0.00	1.38				5.80	8.50	21	26.25	42	56.28	42	86.10	0	0.00	0	0.00
015	06.07.2023 15:55:21	Е-----	0.00	1.21				3.70	9.70	547	683.75	42	56.28	44	90.20	2	4.10	14	40.04
016	06.07.2023 15:59:19	Ж-----	0.00	1.18				3.30	10.00	520	650.00	44	58.96	46	94.30	2	4.10	12	34.32
017	06.07.2023 16:00:51	З-----	0.00	1.25				4.30	9.40	258	322.50	45	60.30	46	94.30	1	2.05	7	20.02
018	06.07.2023 16:04:09	И-----	0.00	2.59				12.90	4.50	163	203.75	19	25.46	22	45.10	3	6.15	3	8.58
019	06.07.2023 16:07:26	Й-----	0.00	1.29				4.80	9.10	72	90.00	45	60.30	45	92.25	0	0.00	2	5.72
020	06.07.2023 16:09:30	К-----	0.00	1.16				3.00	10.10	545	681.25	45	60.30	48	98.40	3	6.15	19	54.34
021	06.07.2023 16:35:12	ААБ-----	0.00	2.83				13.60	4.10	436	545.00	6	8.04	10	20.50	4	8.20	25	71.50
022	06.07.2023 16:39:22	ААВ-----	0.00	1.19				3.40	9.90	266	332.50	34	45.56	35	71.75	1	2.05	7	20.02
023	06.07.2023 16:40:42	ААГ-----	0.00	1.17				3.20	10.00	248	310.00	36	48.24	37	75.85	1	2.05	7	20.02
024	06.07.2023 16:43:39	ААЕ-----	0.00	1.92				10.10	6.10	304	380.00	13	17.42	18	36.90	5	10.25	16	45.76
025	06.07.2023 16:45:48	ААЖ-----	0.00	2.33				12.00	5.00	381	476.25	9	12.06	14	28.70	5	10.25	23	65.78
026	06.07.2023 16:48:31	ААЗ-----	0.00	1.39				5.90	8.40	66	82.50	32	42.88	32	65.60	0	0.00	4	11.44
027	06.07.2023 16:51:15	ААИ-----	0.00	1.22				3.90	9.60	335	418.75	35	46.90	36	73.80	1	2.05	8	22.88
028	06.07.2023 16:53:17	ААЙ-----	0.00	1.19				3.40	9.90	453	566.25	35	46.90	36	73.80	1	2.05	14	40.04
029	06.07.2023 16:55:26	ААК-----	0.00	1.54				7.40	7.60	166	207.50	26	34.84	27	55.35	1	2.05	4	11.44
030	06.07.2023 16:57:20	ААМ-----	0.00	1.12				2.40	10.50	1014	1267.50	37	49.58	39	79.95	2	4.10	25	71.50
031	06.07.2023 16:58:18	ААН-----	0.00	1.11				2.20	10.60	1134	1417.50	42	56.28	44	90.20	2	4.10	35	100.10
032	06.07.2023 16:59:47	ААО-----	0.00	1.41				6.20	8.30	130	162.50	32	42.88	32	65.60	0	0.00	6	17.16

Рисунок 2.7 – Результати вимірювання концентрацій CO, NO_x та O₂ із застосуванням газоаналізатора OKSI

2.3. Методика обробки експериментальних даних

Розрахунки виконуються за формулами, що наведені у відповідних нормативних документах та спеціальній технічній літературі [55].

Швидкість повітря W_n , м/с визначається шляхом вимірювання швидкості потоку інтегруючими трубками повного тиску і обчислюється за формулою:

$$W_n = 4,43 \cdot \sqrt{\frac{\Delta h_n}{\rho_n}}, \quad (2.1)$$

де Δh_n – динамічний напір визначений на інтегруючих трубках, мм вод. ст.; ρ_n – густина повітря в реальних умовах, кг/м³, яку обчислюють за формулою:

$$\rho_n = \frac{(P_6 + P_n)}{(t_n + 273) \cdot R_n}, \quad (2.2)$$

де t_n – температура повітря в каналі, °C; $R_n = 287$ Дж/(кг·K), – питома газова стала повітря; P_n – надлишковий тиск повітря у каналі пальника, Па, визначається за рівнянням гідростатики:

$$P_n = \rho_n \cdot g \cdot h_n. \quad (2.3)$$

Об’ємна витрата повітря:

$$G_n = V_n'' \cdot S, \quad (2.4)$$

де S – площа каналу квадратного перерізу зі стороною 0,07м.

Реальна (секундна) об’ємна витрата суміші G_{Σ} , м³/с, яка виміряна звужуючим пристроєм, розраховується за формулою:

$$G_{\Sigma} = \kappa_{\partial} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{\Sigma}}{\rho_{\Sigma}}}, \quad (2.5)$$

де κ_{∂} – коефіцієнт, що враховує геометричні характеристики діафрагми та визначається за результатами повірки (для метану – 0,00004178, для водню – 0,00001453, для суміші при даних умовах – 0,0000282); ΔP_{Σ} – перепад тиску газової суміші на діафрагмі, Па; ρ_{Σ} – густина газової суміші в реальних умовах, кг/м³, розраховується за формулою для природного газу та водню відповідно:

$$\rho_{np} = \frac{(P_{\partial} + P_{np})}{(t_{np} + 273) \cdot R_{np}}, \quad \rho_{\epsilon} = \frac{(P_{\partial} + P_{\epsilon})}{(t_{\epsilon} + 273) \cdot R_{\epsilon}}, \quad (2.6)$$

де P_{np} , P_{ϵ} – надлишковий тиск природного газу та водню відповідно перед діафрагмою, Па; t_{np} , t_{ϵ} – температура природного газу та водню відповідно перед діафрагмою, °C; R_{np} , R_{ϵ} – 482 Дж/(кг·K) – газова стала природного газу та 4125 Дж/(кг·K) – газова стала водню.

Масова витрата газової суміші G_{Σ} , кг/с, яка виміряна звужуючим пристроєм, розраховується за формулою:

$$G_{\Sigma} = \kappa_{\partial} \cdot \sqrt{\Delta P_{\Sigma} \cdot \rho_{\Sigma}}. \quad (2.7)$$

Коефіцієнт надлишку повітря α розраховується як:

$$\alpha = \frac{G_n}{L_0 \cdot G_{\Sigma}}, \quad (2.8)$$

де L_0 – стехіометричний коефіцієнт, $\text{м}^3/\text{м}^3$ (для природного газу 9,5; водень – 2,4, суміш 50/50 – 5,95).

2.3.1 Методика тарування звужуючих пристроїв вимірювання витрати з використанням сопла Вітошинського

Для виконання процедури тарування використовують сопло, профіль якого відповідає лемнісцати Бернуллі (рис. 2.8). Схема вимірювальної установки являє собою послідовно з'єднану діафрагму та сопло (рис. 2.9).

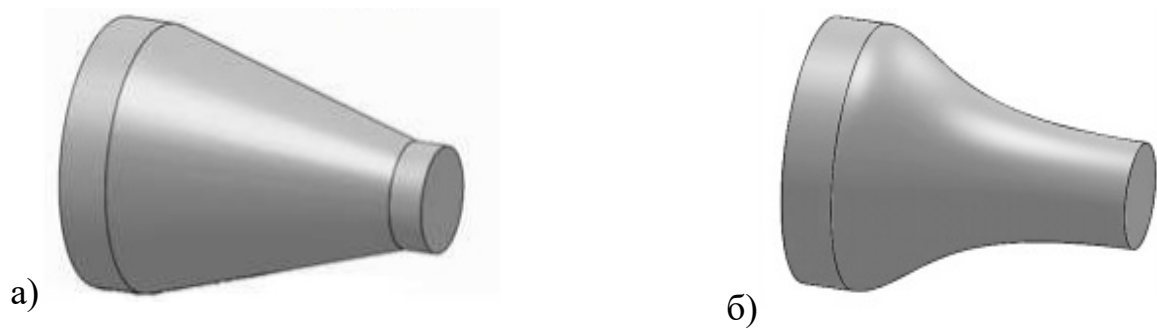


Рисунок 2.8 – Звуження сопла конічного типу (а) та у вигляді сопла Вітошинського (профіль Бернуллі) (б)

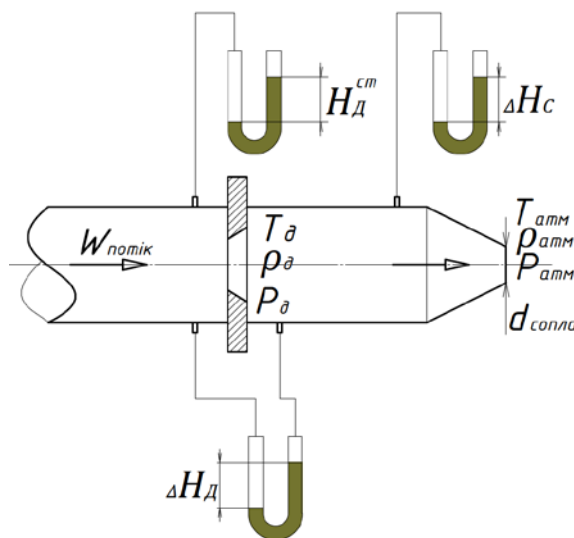


Рисунок 2.9 – Схема вимірювальної ділянки

На діафрагмі вимірюється перепад тиску, за яким визначається витрата, також вимірюється статичний тиск потоку перед звуженням, необхідний для врахування

стиснюваності рідини. Особливість застосування сопла при продуванні газу в атмосферу у тому, що вимірювання статичного тиску буде фіксувати динамічний напір (рис. 2.10).

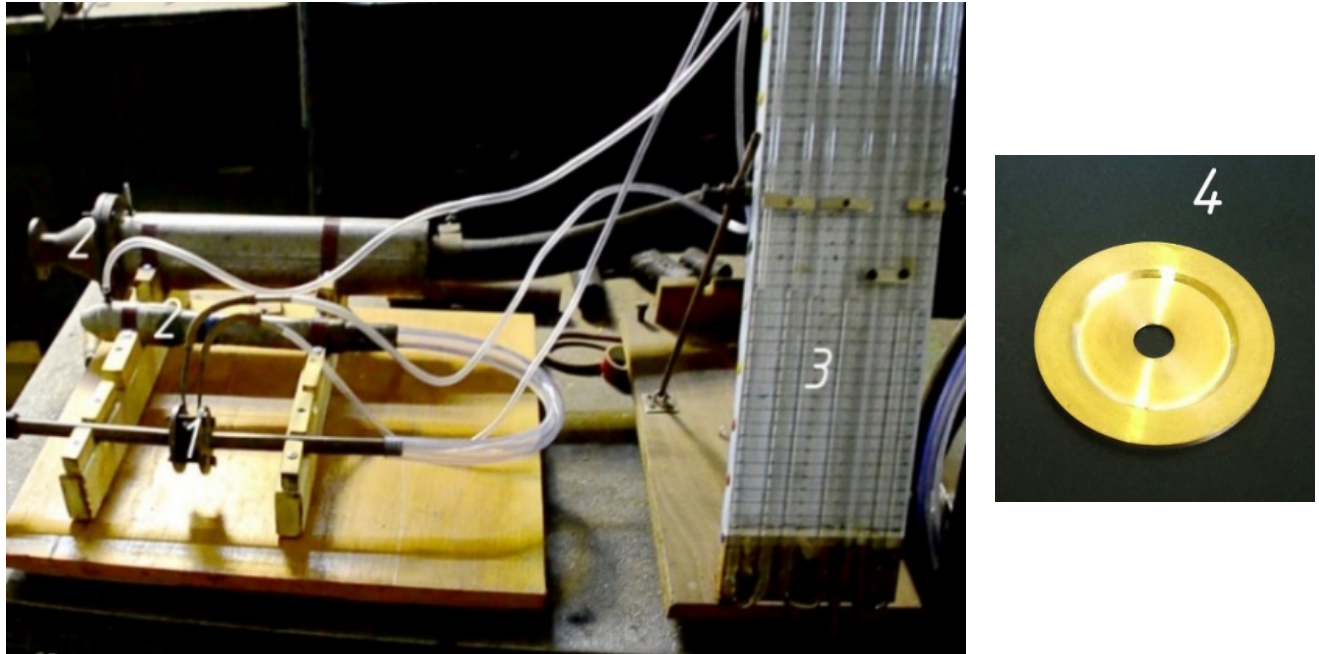


Рисунок 2.10 – Стенд для тарування звужуючих пристроїв:

- 1 – фланець для встановлення діафрагми; 2 – сопла Вітошинського;
3 – мікроманометри, 4 – діафрагма

2.3.2 Порядок обробки результатів

Витрату повітря через сопло визначають за рівнянням нерозривності, кг/с:

$$G^{Bim} = FW\rho = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P_c}{\rho_{атм}}} \cdot \rho_{атм}, \quad (2.9)$$

де F – площа перетину сопла, m^2 , W – швидкість потоку, m/s ; ρ – його густина, kg/m^3 ; ΔP_c – перепад тиску на соплі, Pa ($1\text{ мм вод. ст.} = 9,81\text{ Па}$).

Масову витрату після спрощення виразу (2.9) визначають як:

$$G^{Bim} = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \sqrt{2 \cdot \Delta P_c \cdot \rho_{атм}}. \quad (2.10)$$

Вважаємо, що втрат немає, тоді витрата речовини через послідовно з'єднані діафрагму та сопло буде рівною:

$$G^{Bim} = G_{diaфp}. \quad (2.11)$$

Тоді масова витрата через діафрагму становитиме, кг/с:

$$G_{diaфp} = K_{\partial} \sqrt{\Delta P_{\partial} \cdot \rho_{\partial}} = G^{Bim}, \quad (2.12)$$

де K_{∂} – тарувальний коефіцієнт діафрагми; ΔP_{∂} – перепад тиску на діафрагмі, Па; ρ_{∂} – густина рідини в звужуючому пристрої, кг/м³.

Таким чином з рівності витрат можна виразити тарувальний коефіцієнт діафрагми K_{∂} :

$$K_{\partial} = \frac{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \sqrt{2 \cdot \rho_{атм} \cdot \Delta P_c}}{\sqrt{\rho_{\partial} \cdot \Delta P_{\partial}}}. \quad (2.13)$$

Густина атмосферного повітря визначають за залежністю, кг/м³:

$$\rho_{атм} = \frac{1.01325 \cdot 10^5}{287(273 + t)}, \quad (2.14)$$

де t – це температура повітря, °С.

Густина газу в звужуючому пристрої, кг/м³:

$$\rho_{diaфp} = \rho_n \frac{T_n \cdot P_{\partial}}{T_{\partial} \cdot P_n}, \quad (2.15)$$

де: $\rho_n = 1,29$ кг/м³ (при 0°С, 760 мм.в.ст.), $T_n = 273$ К, $P_n = 1,01325 \cdot 10^5$ Па, $P_d = P_{дiафp}^{ст} + P_n = P_{дiафp}^{ст} + 1,013 \cdot 10^5$, Па, T_d – вважаємо рівною температурі навколишнього повітря (при таруванні повітрям), К; $P_{атм} - P_n$.

Результати тарування діафрагми діаметром 5,3 мм з різним значенням параметра m ($m = d^2/D^2$) приведені на рис. 2.11. З огляду на особливості застосування звужуючих пристроїв для вимірювання витрат, перша третина діапазону має достатньо широке розсіювання тарувального коефіцієнта, що визначається, при цьому похибка в діапазоні зміни перепаду тиску 0...30% не нормується. Таким чином, для забезпечення належної точності вимірювань застосовувалися декілька діафрагм з діаметрами отворів від 2,0 до 5,3 мм. Діапазон вимірювання витрат досліджуваних газів – 0,2...4,5 м³/год.

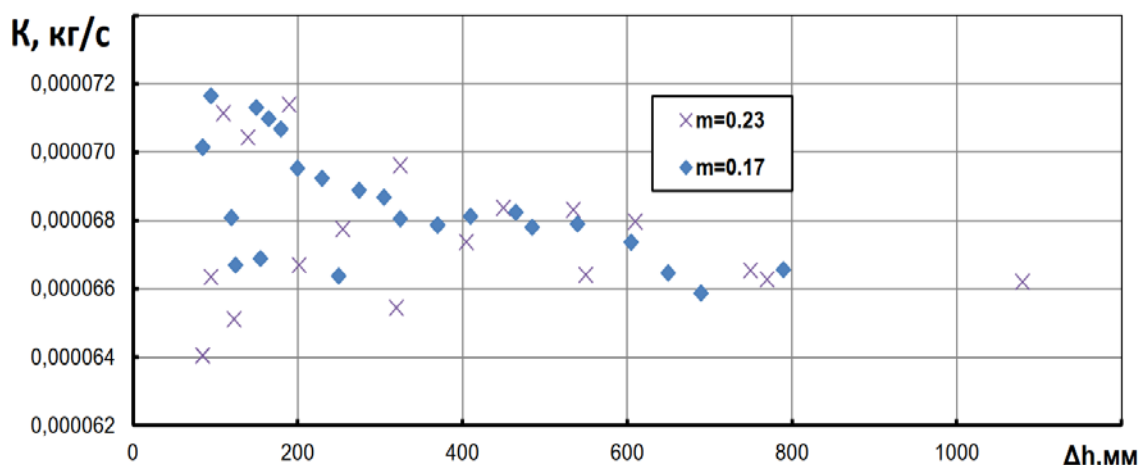


Рисунок 2.11 – Результати тарування діафрагми діаметром 5,3 мм при різному значенні модуля звужуючого пристрою m

2.4 Оцінка похибок вимірювання

2.4.1 Похибка вимірювання емісійних характеристик СНС

Вимірювання емісійних характеристик при спалюванні суміші природний газ-водень в струменево-нішевій системі виконується в лабораторних умовах за допомогою газоаналізатору Testo-330 1LL та ОКСИ 5М-5Н. Похибки визначення концентрацій оксидів азоту, вуглецю, та вмісту кисню розраховуються у відповідності до паспортних характеристик приладу.

Так, відповідно до технічних характеристик приладу Testo-330 1LL похибка визначення NO_x складає 5% в діапазоні значень 0...2000 ppm при роздільній здатності сенсора 1 ppm, а похибка визначення CO в діапазоні значень 0...200 ppm становить 10% від показань, а в діапазоні значень 201...2000 ppm – 5%, при роздільній здатності сенсора 1 ppm.

Похибка визначення вмісту O_2 в продуктах згоряння становить 0,2% від показань при роздільній здатності сенсора 0,1%.

При проведенні експериментального дослідження враховується час налагоджування сенсорів. Час налагоджування датчика при реєстрації показів емісії оксидів вуглецю становить 60 с, що є найбільшим значенням для всіх чуттєвих елементів приладу.

1. Параметри аналізованої газової суміші на вході в газоаналізатор:

- температура від 5 до 45 °С;
- об’ємна витрата від 20 до 60 дм³/год.

2. Діапазони вимірювань та межі абсолютної та відносної похибок для газоаналізатора ОКСИ 5М-5Н наведені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Діапазони вимірювань та межі абсолютної та відносної похибок

Вимірювана величина	Діапазони вимірів	Інтервал діапазону вимірів	Межа допустимих похибок	
			абсолютна	відносна
O ₂	0 – 21 %	-	± 0,2 %	-
CO	0 – 5000 млн ⁻¹	0 – 200 млн ⁻¹	± 10 млн ⁻¹	-
		200 – 5000 млн ⁻¹	-	± 5 %
NO	0 – 2000 млн ⁻¹	0 – 200 млн ⁻¹	± 20 млн ⁻¹	-
		200 – 2000 млн ⁻¹	-	± 10 %
NO ₂	0 – 300 млн ⁻¹	-	± 10 млн ⁻¹	-
SO ₂	0 – 5000 млн ⁻¹	0 – 200 млн ⁻¹	± 10 млн ⁻¹	-
		200 – 5000 млн ⁻¹	-	± 5 %
Температура газу	0 – 1000°	0 – 100°	± 1°	-
		100 – 1000 °	-	± 0,5 %
Тиск газу P*)	1000 – 7000 Па	шкала – 1 Па	-	0,5 %(привед.)
*) Можливе вимірювання диференціального тиску.				

3. Розрахункові величини:

Об’ємна частка діоксиду вуглецю (CO₂):

- діапазон індикації – 0...20%;
- визначення – розрахунок по O₂.

Коефіцієнт надлишку повітря (*):

- діапазон індикації – 0...20;
- визначення – розрахунок по O₂.

Об’ємна частка оксидів азоту (NO_x):

- діапазон індикації – 0...2300 млн⁻¹;

- визначення – розрахунок за NO , NO_2 .

ККД (при підключеній термопарі, що показує не менше 40° , і значення O_2 не більше 18%).

2.4.2 Похибка вимірювання швидкості потоку повітря

Для вимірювання низьких швидкостей повітря в робочому каналі (<5 м/с) використовується анемометр **Testo 410i** з крильчаткою діаметром 40 мм (рис. 2.12).

Дані з анемометра Testo 410i передаються на смартфон/планшет по Bluetooth на відстані до 15-20 м. За допомогою додатку можна переглянути виміряні дані на дисплеї мобільного пристрою, побудувати графіки, таблиці та надіслати результати вимірювань електронною поштою у форматах Excel або PDF.



Рисунок 2.12 – Крильчастий анемометр Testo 410i

Основні характеристики анемометра приведені у табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики анемометра Testo 410i

Габарити	154 x 43 x 21 мм
Діапазон вимірювань	0,4...20 м/с (індикація: 0,4 ... 30 м/с)
Похибка	$\pm(0,2 \text{ м/с} + 2 \% \text{ від вим. знач. в діапазоні } 0,4 \dots 20 \text{ м/с})$
Робоча температура	-20...+50 °C
Діаметр крильчатки	40 мм

2.5 Висновки до розділу 2

1. В дослідженні екологічних показників спалювання суміші газових палив використано розроблений експериментальний стенд з усією необхідною апаратурою. Наведено методику обробки експериментальних даних.

2. В ході експерименту фіксувались: тиск та температура повітря на вході у вимірювальну ділянку; витрата та температура природного газу та водню; температура продуктів згоряння по довжині факела та на виході; емісійні характеристики СНС, в тому числі CO, CO₂ та NO_x; витрати компонентів горіння на зривних режимах та режимах запалювання суміші. За наведеною методикою було розраховано: швидкість та витрати компонентів горіння; значення гідродинамічного параметра q ; значення загального коефіцієнта надлишку повітря в ЗЗТ; зривні та пускові характеристики СНС при спалюванні природного газу в суміші з воднем.

3. Похибка вимірювання витрати повітря – не більше 7%, похибка визначення тарувального коефіцієнта K_T для робочих діафрагм 3...4%, похибка витрати паливних газів тарованими діафрагмами знаходиться в межах 6...7%. Похибка визначення температур відхідних газів – 3%, температур факела – 5...6%, а визначення температур паливних газів і повітря термоелектричними перетворювачами – 0,7%. Похибка визначення компонентів газового аналізу не більше 10%, абсолютна похибка визначення концентрації кисню у продуктах спалювання $\pm 0,2\%$.

4. Режимні карти теплотехнічного налагодження котельного устаткування отримані від НВО «СНТ». Налагодження паливоспалювального устаткування проведено за [56]. Всі випробування на котлоагрегатах проводились згідно робочих програм з визначенням вимог до проведення випробувань, методів вимірювання, порядку проведення вимірювань, точності приладів, вимог до відбору проб тощо.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СПАЛЮВАННЯ ГАЗОПОДІБНИХ ПАЛИВ З ВОДНЕМ

3.1 Дослідження сталості горіння суміші природного газу з воднем в умовах СНС

3.1.1 Особливості розвитку факела та гідродинаміки реагуючої суміші

Результати дослідження, отримані за результатами проведеного експерименту та обробки отриманих даних, наведено в Додатку В. На рисунку 3.1 показано відкритий факел при спалюванні суміші газів з різним вмістом водню в пальниковому пристрої конструкції СНТ потужністю 35 кВт.

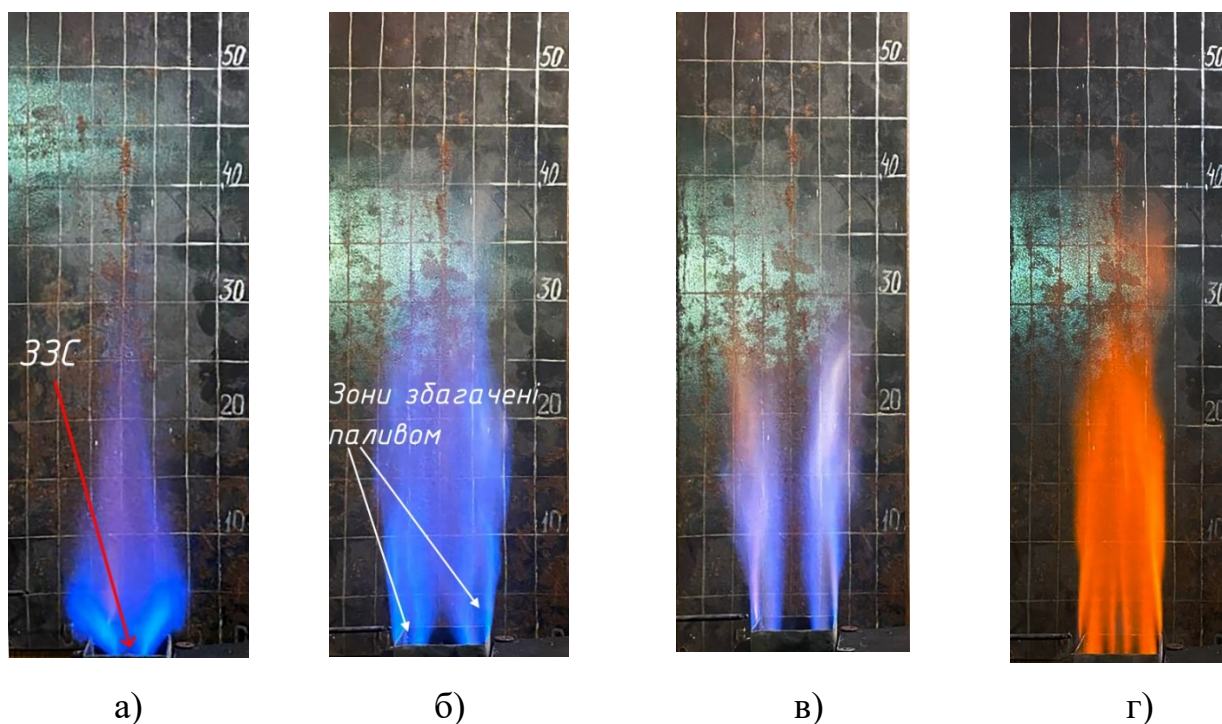


Рисунок 3.1 – Експериментальне дослідження спалювання природного газу з додаванням водню, $\alpha=1,1$ а) природний газ, б) 40% водню, в) 70% водню; г) 100% водню, теплова потужність 10 кВт

Наведені фотографії факела показують, що додавання водню кардинально змінює структуру факела реагуючої суміші. Це пояснюється підвищенням

інтенсивності процесу горіння при наявності водню в природному газі, що змінює гідродинаміку потоку реагуючої суміші. Очевидні «трансформації» факела особливо помітні при підвищенні вмісту водню. За таких умов факел розділяється на два окремі факели, які практично не взаємодіють між собою (рис. 3.1 б, в). Зазначений режим спостерігається для сумішного палива, у той час як для природного газу така картина не характерна, оскільки стабілізація процесу горіння вимагає наявності зони зворотних токів, що знаходиться за зривною кромкою стабілізатора пальника (рис. 3.1 а) [57]. ЗЗТ також відіграє важливу роль в інтенсифікації процесу горіння.

У випадках горіння сумішного газу, чітко прослідковується розвиток паливного сліду в об'ємі реагуючого потоку суміші (позначення на рис. 3.1, б). Горіння палива відбувається по мірі дифузії окисника в шар палива. Очевидна різниця в наведених ситуаціях – це заповненість ЗЗТ продуктами реагуючого палива для природного газу, а для випадків додавання водню – ЗЗТ фактично вільна від горіння. Такі особливості пояснюються підвищенням реакційної здатності палива. Тобто горіння зміщується в устя пальника до газоподавальних отворів за рахунок збільшення швидкості проходження реакції, фактично стабілізуючись на «системі струменів» без активної участі ЗЗТ. В цілому маємо картину, коли пограничний шар системи струменів палива реагує в усьому об'ємі для суміші з воднем, починаючи від устя газових отворів фактично без участі ЗЗТ в торці стабілізатора пальника. А для природного газу основним джерелом займання є ЗЗТ, і фактична картина горіння починається з області торця стабілізатора, окреслюючи суцільний рівномірний факел без очевидних засвітів і перебудови його на окремі менші за об'ємом факели.

Вимірювання температур у відкритому факелі показало, що додавання водню локально підвищує температури в усті пальника: для сумішей з вмістом H_2 більше 50% на 35...40°C і на 100-120°C для чистого водню у порівнянні з природним газом. Менші концентрації домішки водню особливо не впливають на розподіл температур у факелі.

Оскільки підвищення реакційної здатності сумішного палива змінює картину горіння, зміщуючи стабілізацію вглиб каналу пальника, доцільно більш детально

проаналізувати картину розвитку системи струменів палива у потоці повітря, що набігає в умовах струменево-нішевого стабілізатора полум'я (рис. 3.2).

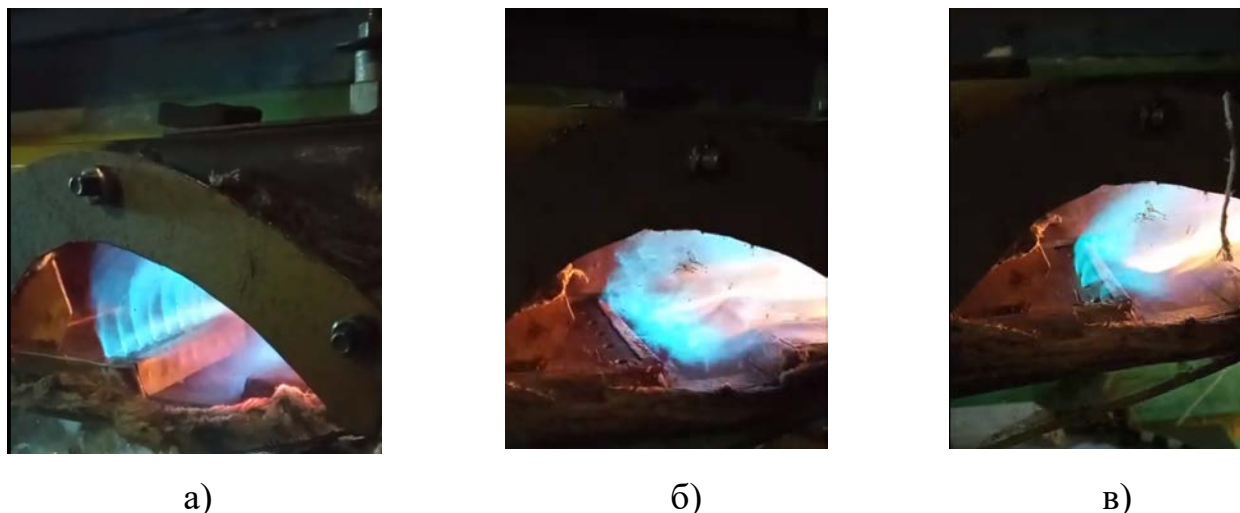


Рисунок 3.2 – Експериментальне дослідження спалювання різних за складом газів
а) суміш природного газу з воднем; б) пропан-бутан; в) пропан-бутан з воднем

Видно, що для випадку суміші природного газу з воднем спостерігається стійка стабілізація полум'я відразу при потраплянні палива у потік набігаючого окисника. При цьому чітко проглядається розвиток системи перпендикулярних струменів, що достатньо глибоко проникають в потік повітря, заповнюючи реагуючою сумішшю майже весь робочий канал дослідної ділянки (рис. 3.2, а). Схожа картина спостерігається і при спалюванні суміші пропан-бутану з воднем (рис. 3.2, в), з тією різницею, що глибина проникнення струменів помітно менше.

Для подальшого аналізу гідродинаміки потоку палива і окисника в описаній схемі доцільно користуватись гідродинамічним параметром q , від якого залежить глибина проникнення струменів в потік окисника:

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

де ρ_g , ρ_n – густина пального газу і повітря відповідно, W_g і W_n – швидкість газу і повітря відповідно.

Відомо, що глибина проникнення струменів трактується параметром далекобійності [58], який для ізотермічного витікання визначається як відстань у

діаметрах струменя по нормалі від отвору газоподачі до точки на осі струменя, де проєкція на горизонтальну вісь буде не менше 5% від швидкості в усті струменя. Для визначення глибини проникнення струменів запропонована критеріальна залежність вигляду [59]:

$$h_c = k_c \cdot d \cdot \sqrt{q} \cdot (L/H)^{0.13}, \quad (3.2)$$

де k_c – емпіричний коефіцієнт, який визначається кроком розташування газоподавальних отворів; d – діаметр газоподавальних отворів, мм; q – гідродинамічний параметр, L і H – довжина і висота нішевої порожнини відповідно.

Для визначення параметру k_c використовується лінійна залежність:

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

де \bar{S} – відносний крок розташування паливних отворів, визначається відношенням відстані між отворами до їх діаметрів.

Експериментально визначено, що значення параметра q дещо підвищуються при переході на спалювання суміші основного палива з воднем, за умови забезпечення рівності теплотворної здатності суміші. В таблиці 3.1 наведено значення гідродинамічного параметра при спалюванні природного газу, пропан-бутану та суміші цих газів з воднем у пропорції 50 на 50 по об'єму. Теплова потужність стабілізатора для усіх представлених варіантів становила 30 кВт.

Таблиця 3.1 Залежність гідродинамічного параметра від режимних параметрів системи при тепловій потужності 30 кВт, суміш містить 50% водню по об'єму

№	Паливо	q		
		$\alpha=1,6$	$\alpha=1,4$	$\alpha=1,1$
1.	Природний газ	28,8	38,4	60,42
2.	Природний газ з воднем	30,7	40,3	67,0
3.	Суміш пропан-бутану	23,4	32,2	50,4
4.	Пропан-бутан з воднем	25,0	32,1	50,39

При аналізі наведених результатів встановлено, що перехід на спалювання суміші основного палива з воднем збільшує значення параметра q . Найбільш

вказана тенденція проявляється при горінні в зоні наближеній до стехіометрії, збільшення параметра q для суміші природного газу з воднем становить 10,9%, що орієнтовно збільшує глибину проникнення струменів на 5%. Відносно більш калорійного палива пропан-бутану вказана тенденція майже не проявляється, особливо на режимах близьких до $\alpha \rightarrow 1,0$. Очевидно, що для палив з меншою калорійністю, в порівнянні з розглянутими, вплив збільшення глибини проникнення паливних струменів в повітряний потік має бути взятий до уваги. Особливо важливо це врахувати при адаптації мікродифузійних пальників зі струменево-нішевыми стабілізаторами до спалювання водневмісних палив.

Слід зазначити, що використання водню в якості домішки до основного палива забезпечує підвищення реакційної здатності пальної суміші і дозволяє розширити діапазон сталого горіння в досліджуваній системі. При цьому наявність нішевої порожнини, в якості стабілізатора полум'я, нівелюється на відміну від горіння чистого пального газу без водню (рис. 3.2, б). Зазначені особливості стосуються роботи системи при максимальних витратах палива, а за режимів роботи на знижених навантаженнях, пуску та згасання полум'я – нішева порожнина є важливим чинником процесу стабілізації та інтенсифікації горіння [59].

Підсумовуючи представлені результати, слід зазначити наступне: використання пальника розрахованого на спалювання природного газу можливо вимагатиме введення деяких конструктивних змін, при використанні його в якості універсального пристрою, з ціллю періодичного переходу на спалювання сумішей природного газу з воднем. Трансформація процесу гідродинаміки за рахунок збільшення далекобійності палива і зміщення зони стабілізації впливатимуть на робочий процес пальника за рахунок зміни зон теплонапружених ділянок пристрою. Таким чином, адаптація пальників СНТ для спалювання сумішей традиційного природного газу з воднем вимагатиме незначного зменшення коефіцієнта захаращення повітряного потоку стабілізаторами k_f (до 10,0% в залежності від максимального вмісту домішок водню), а також застосування однієї приторцевої нішевої порожнини замість двох пристінкових у зв'язку з особливостями самоохолодження пілону. За результатами досліджень виявлено, що робочі

параметри СНС зберігаються без додаткової корекції параметра відносного кроку розташування паливних струменів S/d .

3.2 Дослідження особливостей стабілізації процесу горіння сумішних палив в СНС

3.2.1 Вплив домішки водню до природного газу на межі бідного зриву та запалювання в СНС

Основною особливістю прямоточних стабілізаторів полум'я є їх можливість роботи на знижених витратах палива, за рахунок менших гідравлічних втрат у порівнянні з поширеними схемами закрутки потоку палива і окисника. Таким чином, використання сумішей природного газу з високореакційним воднем розглядається в якості дієвого методу розширення робочого діапазону мікродифузійних пальникових пристроїв. Для встановлення залежностей бідного зриву та запалювання сумішних палив, проведено експериментальні вимірювання і визначені межі сталого горіння суміші в СНС (рис. 3.3). Геометричні характеристики системи: діаметри газоподавальних отворів $d=3,0$ мм, відносний крок отворів $S/d=3,45$.

Методика проведення вимірювань полягає у визначенні витрат палива та окисника в момент виникнення «бідного» зриву полум'я та під час запалювання факела за допомогою електроіскрового пристрою. Вимірювання витрат палива здійснювалось за допомогою звужуючих пристроїв, швидкість потоку повітря визначалась за допомогою анемометра. Процес зриву досягався шляхом регулювання витрати окисника, у той час як витрата суміші підтримувалася сталою.

З отриманих результатів видно, що «зривні» та «пускові» межі сталого горіння для досліджуваного стабілізатора полум'я відповідають загальноприйнятим фізичним уявленням стосовно особливостей цього явища. Фактично, межі сталого горіння описуються оберненою параболою, а діапазон горіння відповідає площі під нею. Ліва і права гілки параболи відповідають межі багатого і бідного зриву факела відповідно. В роботі досліджувалися тільки межі бідного зриву, тобто фактично

права частина кривої, що обмежує сталу роботу стабілізатора в області збіднених сумішей. Таким чином, наведені результати можна інтерпретувати шляхом порівняння області ліворуч від графіка (стале горіння) і праворуч від нього (відсутність горіння). Межа багатого зриву для сумішних палив з воднем, очевидно, також буде трансформуватися в сторону розширення діапазону сталої роботи (максимальна концентраційна межа займання водню по об'єму – 85%, у той час як для природного газу – 15%), але в роботі вона не досліджувалася з огляду на специфіку свого практичного застосування і у контексті поставлених задач не є пріоритетною.

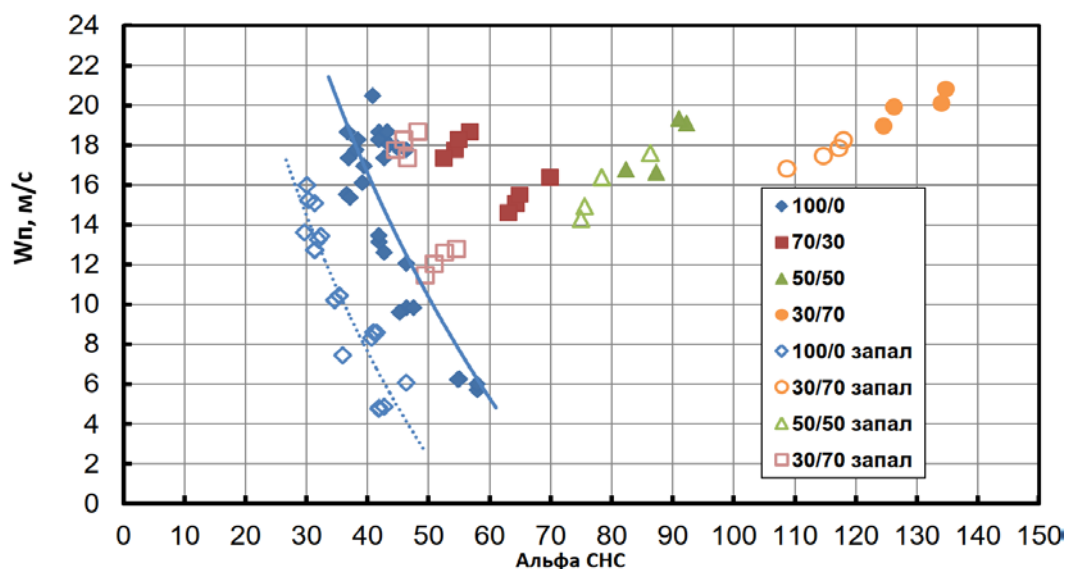


Рисунок 3.3 – Межі бідного зриву факела в СНС на режимах зриву та запалювання для сумішей природного газу з воднем

Таким чином, додавання водню зміщує межу бідного зриву (займання), по відношенню до вихідного палива без домішок, в сторону розширення діапазону сталого горіння. Так, для суміші з додаванням 50 відсотків водню межа по коефіцієнту надлишку повітря зміщується більше ніж в 2 рази, а для 70% водню в складі суміші з природним газом більше ніж втричі. Різниця між межею займання та згасання пояснюється значною різницею в потужності стабілізатора – при займанні це поверхневий електричний розряд запальника, з мінімальним об'ємом тепловиділення, а у разі згасання – стабілізація відбувається в об'ємі нішевої

порожнини, яка окрім поганообтічного тіла виконує ще підігрів пальної суміші.

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

Для дослідження процесу стабілізації полум'я в системі при бідному зриві полум'я (за мінімальних витрат палива) необхідно прийняти деякі припущення стосовно взаємодії потоку повітря зі струменями палива в зоні циркуляційної течії нішевої порожнини. Вважаємо, що течія в зоні стабілізації є стаціонарною, а суміш палива, яка потрапляє в нішу за рахунок ежекції, згоряє там повністю. Щоб врахувати масові витрати суміші в зону циркуляції введемо коефіцієнт масообміну n , який визначається геометричними характеристиками СНС. Нехтуємо втратами тепла через стінки ніші.

Коефіцієнт надлишку повітря визначається наступним чином:

$$\alpha_{\Sigma} = \frac{G_{\Pi}}{G_{\Gamma} \cdot L_0}, \quad (3.4)$$

де: G_{Π} – витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$; G_{Γ} – витрата палива, $\text{м}^3/\text{с}$; L_0 – стехіометричний коефіцієнт.

Вважаємо, що все пальне на мінімальних витратах потрапляє в нішу, тому витрата суміші в ЗЗТ виглядає як:

$$G_{\text{сумЗЗТ}} = G_{\Pi} \cdot n + G_{\Gamma}, \quad (3.5)$$

де: G_{Π} – витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$; G_{Γ} – витрата палива, $\text{м}^3/\text{с}$; n – коефіцієнт масообміну.

Для запалення суміші, кількість теплоти, що підводиться, має бути достатньою для підігріву палива до температури займання:

$$Q_{\text{ЗЗТ}} = G_{\text{сумЗЗТ}} \cdot c_p (T_3 - T_{\text{сум}}), \quad (3.6)$$

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

Враховуючи теплотворну здатність палива та вищенаведені припущення, тепловий баланс в СНС можна виразити як:

$$Q_n^p \cdot G_r = G_{\Pi} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{33T} \cdot L_o} + n \right) \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{\text{сум}}), \quad (3.7)$$

де: G_{Π} – витрата повітря, м³/с; G_r – витрата палива, м³/с; α_{33T} – коефіцієнт надлишку повітря в ЗЗТ; L_o – стехіометричний коефіцієнт; n – коефіцієнт масообміну, який визначається геометричними характеристиками СНС; c_p – середня ізобарна теплоємність, Дж/м³К; T_3 – температура займання в потоці, К; $T_{\text{сум}}$ – температура паливо-повітряної суміші, К.

Нижча теплота згоряння враховується коефіцієнтом Воббе, яким доцільно користуватись у разі використання сумішних палив. Таким чином, рівняння розрахунку коефіцієнта надлишку повітря в ЗЗТ на режимі зриву полум'я має вигляд:

$$\alpha_{\Sigma}^{\text{зриву}} = (x + n)^k \frac{W_0}{\left(\frac{1}{\alpha_{33T}} + L_o \cdot n \right) \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{\text{сум}})} - \frac{(W_n)^m}{(100 - W_n)^z}, \quad (3.8)$$

де x , k , m , z – емпіричні дані (значення наведено в таблиці 3.2); n – коефіцієнт масообміну, який визначається геометричними характеристиками СНС; c_p – середня ізобарна теплоємність, Дж/м³К; T_3 – температура займання в потоці, К; $T_{\text{сум}}$ – температура паливо-повітряної суміші, К; W_0 – коефіцієнт Воббе; W_n – швидкість повітря в каналі, м/с.

Таким чином, будемо враховувати такі значення параметрів (таблиця 3.2).

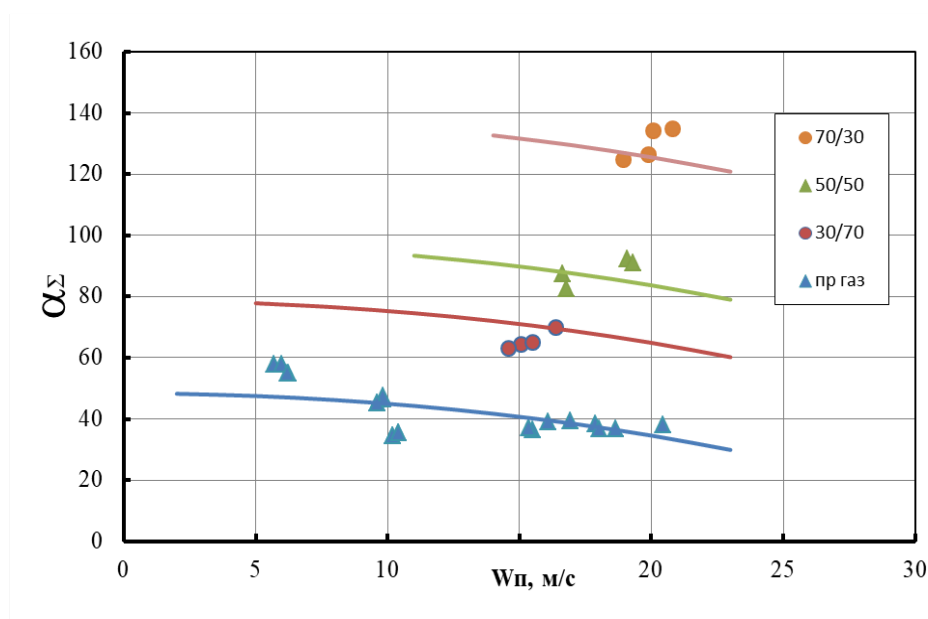
Запропонована формула (3.8) справедлива для визначення бідного зриву полум'я в СНС в залежності від основних теплофізичних характеристик палива, коефіцієнту масообміну ніші з потоком окисника n , що набігає, та швидкості повітря в каналі W_{Π} .

Дана залежність (3.8) адекватна для визначення меж бідного зриву в діапазоні значень параметра висоти каналу $H_K=40 \dots 80$ мм.

Запропонована залежність підтверджується експериментальними вимірюваннями бідного зриву факела в СНС (рисунок 3.4).

Таблиця 3.2 – Значення теплофізичних параметрів для розрахунку бідного зриву

Вміст водню в суміші	0	0,3	0,5	0,7
Коефіцієнт Воббе	46,48	42,75	40,27	38,06
x	3,6			
z	0,7			
m	1,9			
k	-0,54			
L ₀	9,5	7,364	5,94	4,516
n	0, 025			
$\alpha_{\text{бідн.зр.}}(33T)$	1,9	4,33	5,95	7,57
T _{сум} , K	290			

Рисунок 3.4 – Межі бідного зриву факела в СНС при спалюванні природного газу в суміші з воднем, $S/d=3,45$, $d=3,0$ мм, $h_k=80$ мм

За отриманими даними видно, що швидкість потоку повітря, що набігає, має вплив на межі зриву горіння, і збільшення цієї швидкості призводить до звуження діапазону сталого горіння палива [60].

В таблиці 3.3 наведено межі бідного зриву в залежності від швидкості потоку повітря та вмісту водню.

Таблиця 3.3 – Межі бідного зриву в залежності від швидкості потоку повітря та вмісту водню

W	2	5	10	15	20
$\alpha_{\Sigma \text{зриву}}$					
природний газ	48,26	47,54	45,01	40,76	34,62
30 водню / 70 пр. газ	78,56	77,83	75,31	71,05	64,91
50 водню / 50 пр. газ	97,35	96,62	94,09	89,84	83,70
70 водню / 30 пр. газ	139,18	138,45	135,93	131,67	125,53
природний газ	48,26	47,54	45,01	40,76	34,62

З результатів видно, що додавання водню збільшує коефіцієнт надлишку повітря, що характеризує межу «бідного» зриву полум'я. Так, додавання водню суттєво розширяє межі сталості по коефіцієнту надлишку повітря [60].

Коефіцієнт регулювання системи є важливим параметром для налаштування та оптимізації автоматичних систем керування. Він вказує наскільки ефективно система реагує на зміни в параметрах. Отже, отримані результати свідчать, що коефіцієнт регулювання стабілізатора, в рамках проведених досліджень, суттєво збільшується. Мінімальна потужність для суміші 50/50 знижується на 60%, що для стабілізатора у даній конфігурації з номінальною потужністю 50 кВт збільшує коефіцієнт робочого регулювання у 2,5 раза і становитиме значення 12,5.

3.3 Дослідження впливу додавання водню на температуру факела

Відомо, що на емісійні характеристики спалювання палив значний вплив має температура горіння [32]. На рис.3.5, 3.6 наведено графіки температур факела при спалюванні природного газу (пропан-бутану) та суміші з воднем в залежності від коефіцієнта надлишку повітря. В ході експериментального дослідження вимірювання температур факела та продуктів спалювання виконувалось по осі каналу вогнетривкої футерованої ділянки, на відстані $x=300, 500, 700, 900, 1200$ мм від газоподавальних отворів СНС.

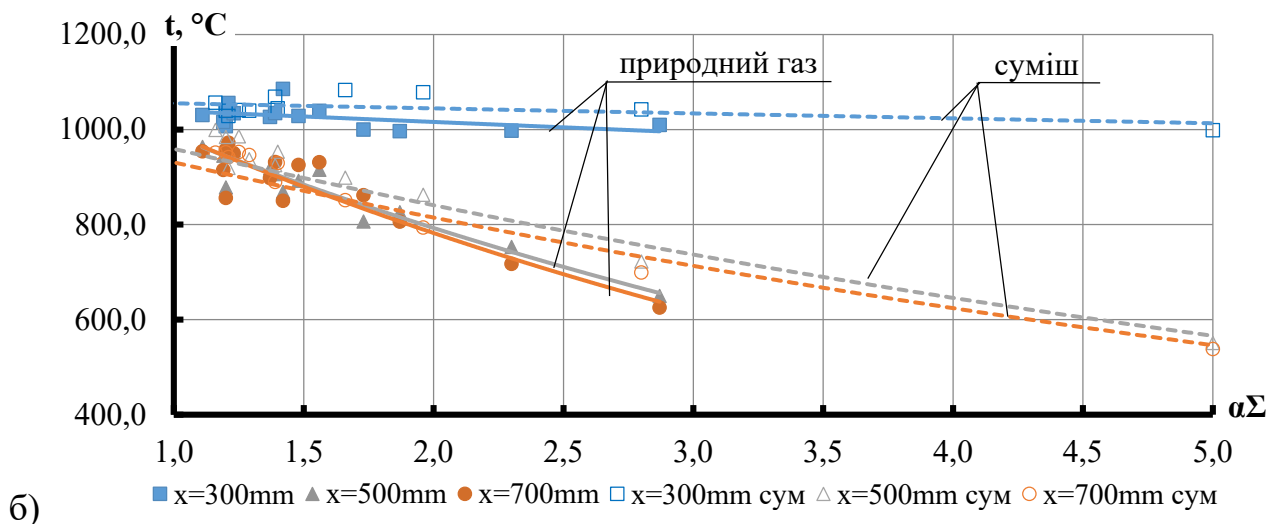
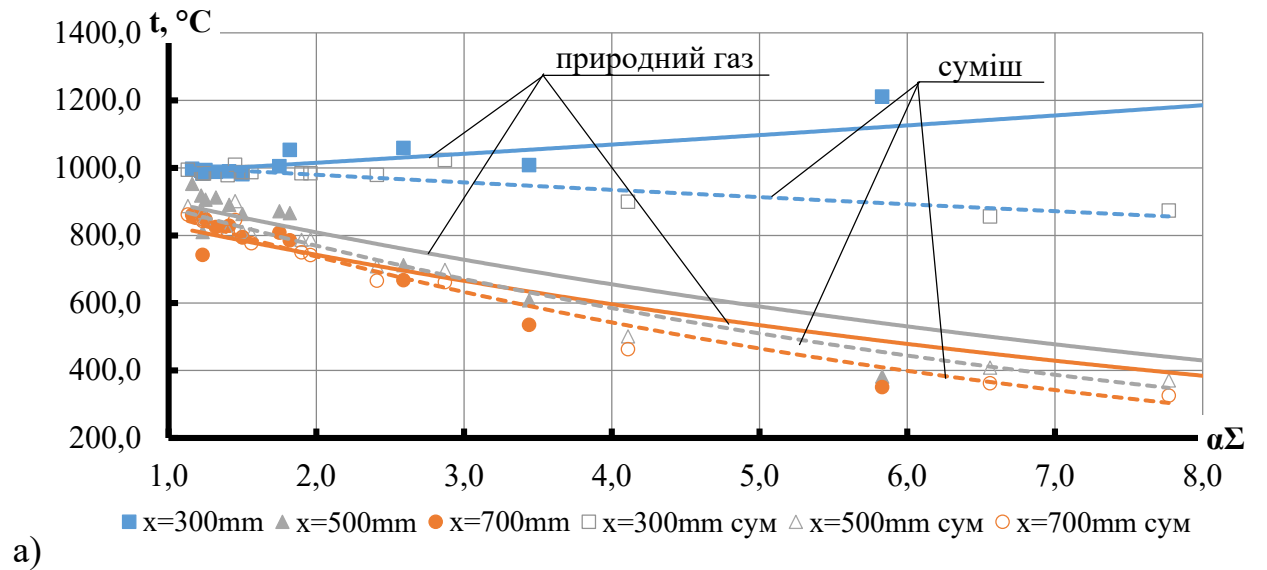


Рисунок 3.5 – Графіки температур факела при спалюванні природного газу та суміші з воднем в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а) $N=20$ кВт, б) $N=30$ кВт

З результатів видно, що розподіл температур в ближній точці до газоподавальних отворів для природного газу і суміші має відмінний характер. Так, для суміші спостерігається більш високе значення максимальних температур на початковій ділянці, ніж при спалюванні природного газу (рис. 3.5, б). Особливо різниця проявляється для $\alpha=1,5$ і більше. Так, для $\alpha=2,0$ температура реагуючої суміші на відстані 300 мм від стабілізатора більша, орієнтовно на 80°C , у порівнянні з температурою горіння природного газу. Зворотна картина присутня на цій ділянці

для ситуації при меншій потужності стабілізатора (рис. 3.5, а). Пояснюється дана відмінність особливостями розвитку факела реагуючої суміші, коли при меншій тепловій потужності задіяна менша витрата палива, що в свою чергу скорочує об'єм реагуючої суміші і, відповідно, довжину факела. Тому для малих витрат палива зазначений максимум температур присутній на ближчій відстані, ніж 300 мм, і очевидно, зміщується віддаляючись від стабілізатора при підвищенні потужності СНС. Це пояснюється тим фактом, що наявність водню пришвидшує час проходження реагування і зменшує об'єм високотемпературної зони факела, в порівнянні з вуглеводневими паливами.

З огляду на розподіл температур, на більшому віддаленні від стабілізатора, можна зробити висновок, що для даних витрат палива температура продуктів спалювання вирівнюється на відстані 700 мм від СНС і більше.

Стосовно впливу коефіцієнта надлишку повітря, слід зазначити, що при збільшенні α , у випадку суміші, температура при $x=300$ мм дещо знижується, так, для $\alpha \approx 1$ температура становить 1000°C , а при $\alpha=8$ – близько 900°C . У випадку спалювання природного газу: при $\alpha \approx 1$ вимірювання показали температуру 1000°C , а при $\alpha=8$ – близько 1180°C . Така різниця розподілу температур у факелі досліджуваних палив пояснюється збільшенням реакційної здатності суміші з воднем. Тобто домішки водню призводять до суттєвої інтенсифікації процесу проходження реакції, що у свою чергу скорочує високотемпературну зону, зміщуючи її до устя факела і скорочуючи його протяжність. Підвищення потужності СНС призводить до підвищення температур у високотемпературній області, на відстані від стабілізатора більшій ніж 300 мм. Збільшення потужності пальника з 20 до 30 кВт (з 2,0 до 3,0 м³/год природного газу і, відповідно, з 3,1 до 5,5 м³/год суміші з воднем) підвищує температури в середньому на 100°C для $\alpha=1,5$. Збіднення пальної суміші до $\alpha > 2$ супроводжується вирівнюванням температур у хвості факела та на виході з футерованої ділянки.

На рисунку 3.6 наведено графіки температур факела при спалюванні пропан-бутану та суміші з воднем в залежності від коефіцієнта надлишку повітря.

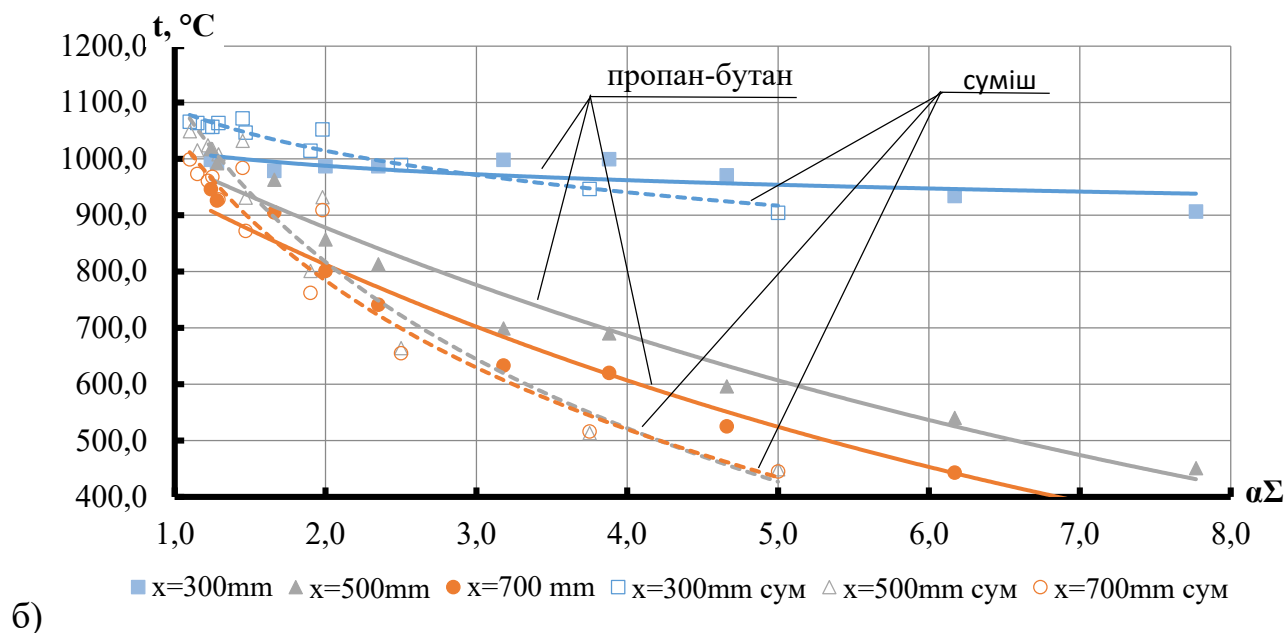
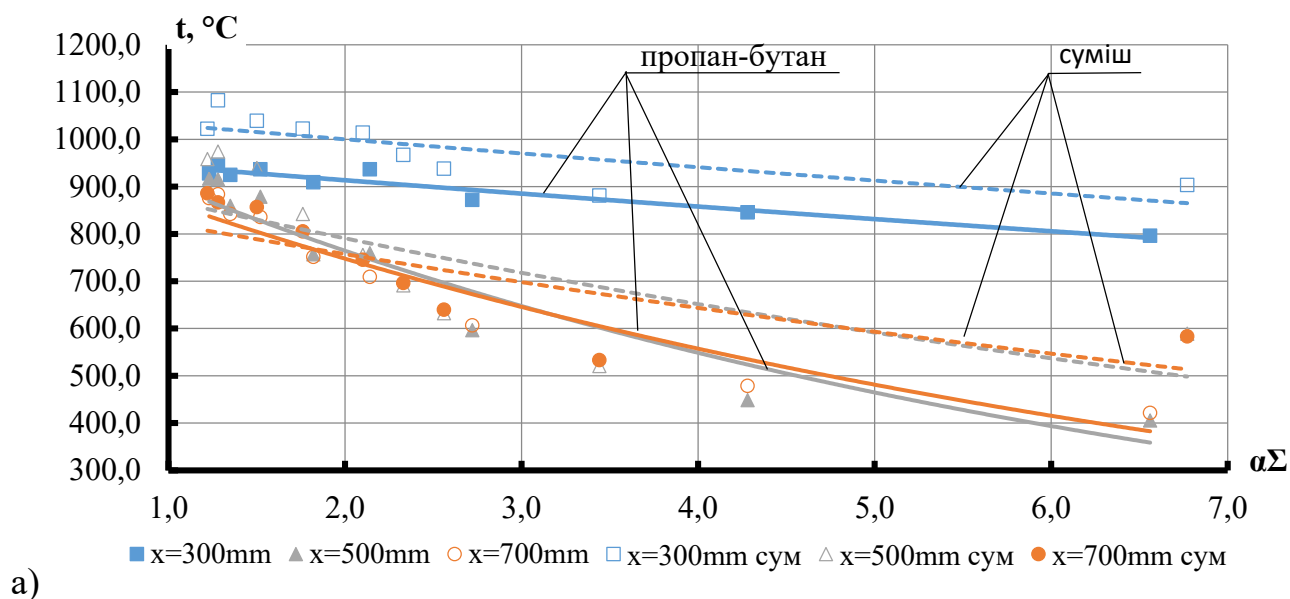


Рисунок 3.6 – Графіки температур факела при спалюванні пропан-бутану та суміші з воднем в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а) $N=20$ кВт, б) $N=30$ кВт

З рисунка 3.6 можна спостерігати, що на початковій ділянці графіки температур мають схожий характер. У випадку спалювання суміші максимальні температури підвищуються в цілому на 100°C . На виході з ділянки при $\alpha \approx 1,0$ спостерігається рівність температур, а зі збільшенням α , для випадку з воднем, відбувається не значне її підвищення. При збільшенні потужності пального на 10 кВт картина змінюється – відбувається зниження температур для суміші, в порівнянні зі

спалюванням пропан-бутану, в області $\alpha > 4$, на початковій ділянці факела. На відстані від стабілізатора $x=500$ мм, $x=700$ мм зниження температури відбувається для суміші в усьому діапазоні режимів горіння.

Дослідження температур «закритого» стехіометричного факела показали визначальний вплив режимних параметрів на його характеристики. Для природного газу та його суміші з воднем, при горінні в зоні наближеній до стехіометричних умов ($\alpha=1,1$), розподіл температур майже не відрізняється. Основні відмінності спостерігаються для «збідненого» горіння. Для коефіцієнта надлишку повітря $\alpha=1,5$, на початковій ділянці факела ($x=300...370$ мм), температури для суміші більші на 5%, а «хвіст» факелу для суміші навпаки холодніший на $30...50^{\circ}\text{C}$. Подальше зміщення процесу у зону збіднених пальних сумішей призводить до збільшення температур на осі факела для сумішного газу, по усій його довжині. Різниця температур становить $90...20^{\circ}\text{C}$ зменшуючись від устя пальника до хвоста факела. На виході з футерованої ділянки ($x=1200$ мм) температури продуктів горіння для природного газу та суміші майже не відрізнялись.

Розподіл температур для зрідженого пропан-бутану має суттєві відмінності, у порівнянні з вимірюваннями для природного газу. На початковій ділянці факела ($x=0...400$ мм), для суміші пропан-бутану з воднем в області $\alpha=1,1...1,5$, температури вищі на $45-85^{\circ}\text{C}$, хвостова ділянка має нижчі, або близькі за значенням температури, для сумішного та «чистого» газу. При переході в «збіднену» область горіння ($\alpha > 1,85$), максимальні температури зміщуються до стабілізатора, відповідно зменшуючись по довжині факела. Різниця вкладається у 12-17%. Важливо зазначити, що для сумішного зрідженого газу температура на виході з футерованої ділянки також нижча на $25-40^{\circ}\text{C}$ в усіх досліджених режимах. В цілому, додавання водню дещо скорочує довжину факела, орієнтовно на 4-12%. Найбільше цей ефект проявляється при переході до горіння збідненої пальної суміші.

Як видно, домішки водню суттєвим чином впливають на розподіл температур у факелі, а також його конфігурацію – за рахунок інтенсифікації процесу проходження реакції, з підвищенням початкових температур факела відбувається деяке скорочення його довжини. Таким чином, домішки водню постають дієвим

засобом впливу на характеристики технологічного процесу паливоспалювального устаткування.

Слід зазначити, що інтенсифікація процесів горіння, зі збільшенням температур у високотемпературній зоні, суттєво впливає на екологічні показники устаткування, тому подальші результати детально розкривають особливості емісії оксидів азоту та вуглецю досліджуваної системи при спалюванні сумішевих газів.

3.4 Дослідження суміщених емісійних характеристик CO та NO_x в СНС

Порівняння результатів суміщених емісійних характеристик при спалюванні пропан-бутану та його суміші з воднем можна прослідкувати з рис. 3.7, на якому представлені індивідуальні характеристики NO_x=f(α) і CO=f(α) при спалюванні зрідженого газу та газу з домішкою водню для СНС з кроком розташування отворів 4,5 та діаметром 3 мм, теплова потужність стабілізатора 20 кВт. З рисунка видно, що оксиди азоту мають екстремум в області $\alpha \rightarrow 1$, в цей час, концентрація монооксиду вуглецю знижується до мінімальних значень в області $\alpha = 1,5$. Слід зазначити, що мінімум монооксиду вуглецю становить $C_{CO} = 4$ ppm для суміші та 12 ppm для палива без додавання водню.

Так, зведення двох характеристик на одному графіку дозволяє проаналізувати наявність критичних точок, що відповідають екстремумам відповідних кривих. За наявністю двох критичних точок можна виділити три ділянки. Перша ділянка ($\alpha < \alpha_{kp1}$) – концентрація оксидів азоту зменшується, а концентрація оксидів вуглецю максимальна. Друга зона ($\alpha_{kp1} \leq \alpha \leq \alpha_{kp2}$) – характеризується зростанням емісійних характеристик (в напрямку зменшення надлишку повітря). Третя ділянка ($\alpha > \alpha_{kp2}$) – має неоднозначну поведінку характеристик як і в першій області. Спостерігається протилежна ситуація до ділянки ($\alpha < \alpha_{kp1}$) – зменшення викидів оксидів азоту та збільшення CO [61].

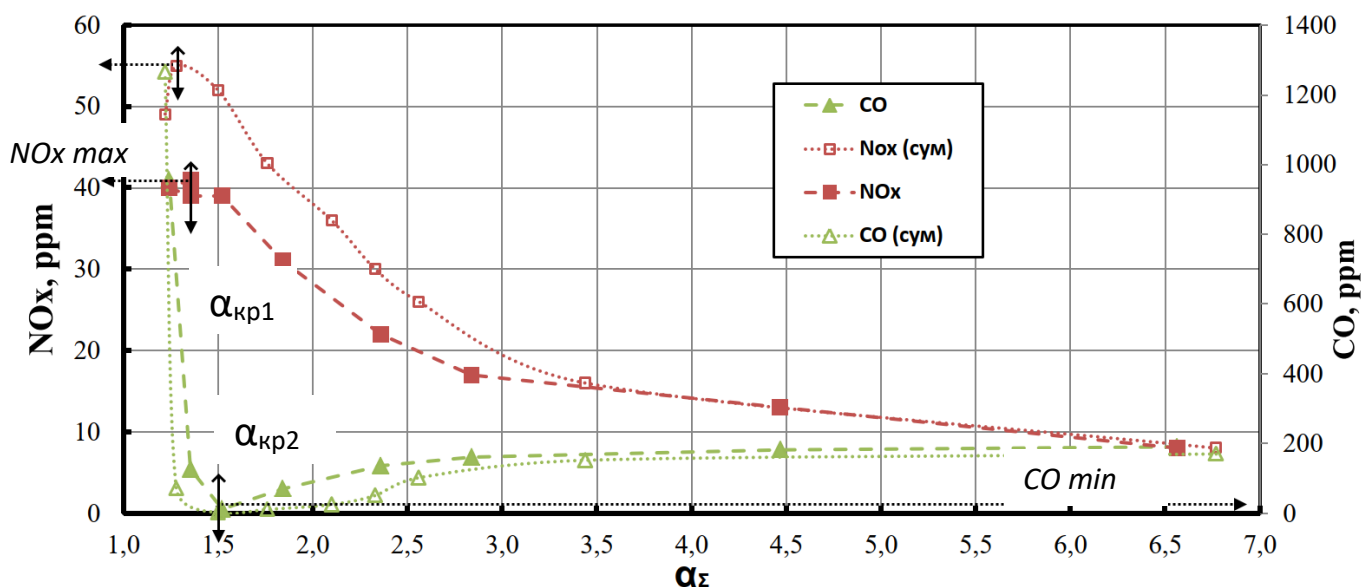


Рисунок 3.7 – Вплив надлишку повітря на концентрацію NO_x та CO при спалюванні зрідженого газу в суміші з воднем в СНС з параметрами: $d=3,0$ мм, $\bar{S}=4,5$, $L_1=10$ мм, висота повітряного каналу $H_k=80$ мм

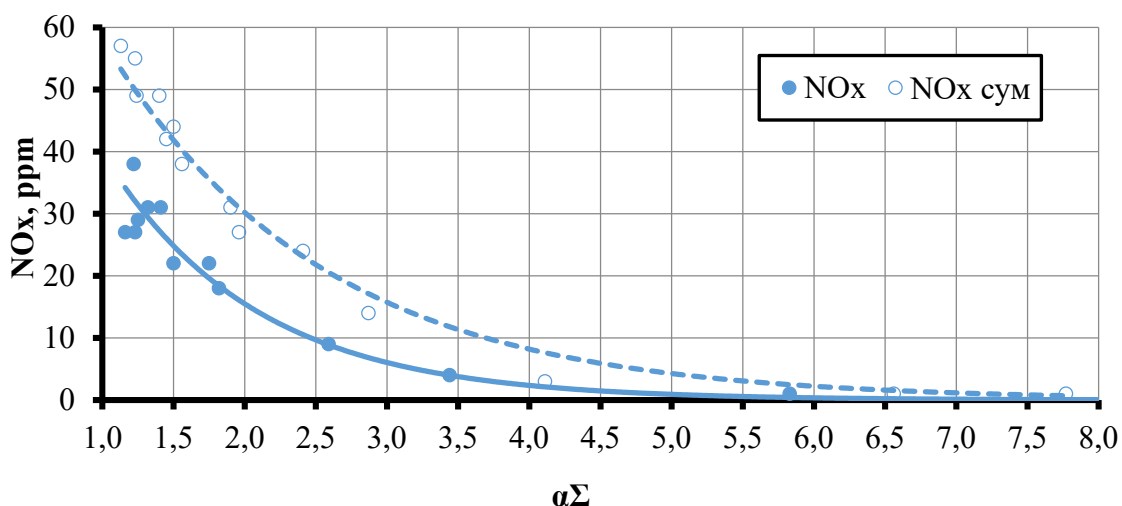
В цілому, водень покращує глибину вигорання вуглецю, що підтверджується відповідною характеристикою на графіку, рис. 3.7. В діапазоні режимів зміни надлишку повітря 1,5...2,4 концентрації монооксиду вуглецю більші для чистого зрідженого газу у 2...2,7 раза, так, для $\alpha=2,35$ $C_{\text{CO}}=51$ і 136 ppm для суміші та чистого газу відповідно. З іншої сторони максимальні концентрації оксидів азоту при спалюванні суміші підвищуються більше ніж на третину і становлять $C_{\text{NO}_x}=55$ ppm.

З точки зору вибору оптимальних параметрів роботи стабілізатора, додавання водню особливо не вимагає введення корекції або додаткового теплотехнічного доналагодження вогнетехнічного агрегату, оскільки $\alpha_{\text{кр}2}$ залишається постійним при переході на спалювання суміші. Але підвищення концентрації оксидів азоту, при переході на суміш, вимагає застосування додаткових технічних та технологічних заходів щодо зниження емісії NO_x і постає предметом подальших досліджень.

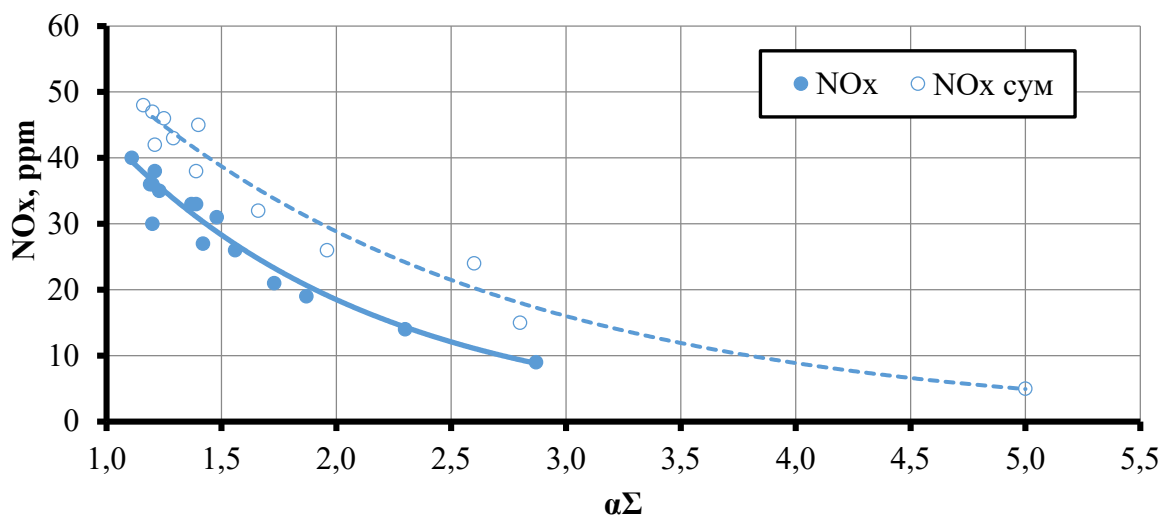
Стосовно досліджуваних суміщених емісійних характеристик для природного газу з воднем проглядається якісно схожа картина, з деяким зміщенням $\alpha_{\text{кр}1}$ та $\alpha_{\text{кр}2}$ в сторону стехіометричного горіння $\alpha \rightarrow 1$.

3.4.1 Аналіз впливу основних режимних параметрів на концентрації CO та NO_x в СНС при спалюванні сумішного з воднем природного газу

На рисунку 3.8-3.10 наведено залежності концентрацій NO_x та CO у продуктах спалювання досліджуваних паливних газів з домішкою водню від коефіцієнта надлишку повітря α .



а)



б)

Рисунок 3.8 – Емісійні характеристики оксидів азоту в СНС при спалюванні природного газу та його суміші з воднем: а) N=20 кВт, б) N=30 кВт

На рисунку 3.8 наведені характеристики NO_x у продуктах згоряння природного газу та його суміші з воднем за різної потужності стабілізатора. З рисунка видно, що викиди оксидів азоту збільшуються приблизно на 65% при

потужності пальника 20 кВт і становлять $C_{NOx}=57$ ppm. При підвищенні потужності пальника до 30 кВт відбувається підвищення емісії шкідливих оксидів на 20%. Звертає увагу відносно зниження емісії оксидів азоту при підвищенні витрати сумішного палива до 5,5 м³/год (30 кВт). При цьому, об'ємне теплонапруження дослідної ділянки зростатиме орієнтовно до 400 кВт/м³. Таким чином, відносно збільшення емісії NO_x для природного газу зі збільшенням його витрати на пальнику становитиме близько 15%, а для суміші відбуватиметься зменшення на 23%. Наведені результати стосуються режиму максимально наближеного до стехіометричного горіння, що були досягнені під час вимірювань.

З точки зору комплексного впливу досліджуваних емісійних характеристик, слід додатково проаналізувати концентрацію оксидів азоту в зоні $\alpha_{кр2} \approx 1,3 \dots 1,4$, де знаходиться мінімум концентрації СО. Так, підвищення потужності стабілізатора з 20 до 30 кВт майже не збільшує C_{NOx} – вона залишається на рівні 30 ppm. Для суміші концентрація оксидів азоту зменшується при збільшенні потужності з 47 до 36 ppm. При цьому слід зазначити, що більші концентрації C_{NOx} відповідають режимам з мінімальними СО, конкретно збільшення потужності до 30 кВт призводить до зростання СО з 4 до 38 ppm для суміші, і з 34 до 76 ppm для чистого природного газу.

Таким чином, в даному виконанні стабілізатора, вплив об'ємної теплонапруженості на емісію оксидів азоту нівелюється збільшенням хімічного недопалу.

З рисунку 3.9 можна встановити значення $\alpha_{кр2}$. Так, для потужності 20 кВт $\alpha_{кр2}=1,3$. Для потужності 30 кВт $\alpha_{кр2}=1,40$. Щодо емісії монооксиду вуглецю видно, що для суміші максимальне значення СО в області $\alpha < \alpha_{кр1}$ майже втричі менше, ніж для природного газу без додавання водню для $N=20$ кВт, а в області $\alpha > \alpha_{кр2}$ екстремум СО для випадку з воднем вдвічі менший, ніж для природного газу. Це говорить про те, що у випадку з воднем, через локальне підвищення температур, відбувається більш ефективне вигорання палива, особливо це проявляється в області збіднених сумішей, що на практиці відповідає режимам роботи при регулюванні потужності або зниженні навантаження. Для $N=30$ кВт максимальне значення СО в

області $\alpha < \alpha_{кр1}$ в 1,7 раза менше, ніж для природного газу без додавання водню, але на 50% більше, ніж для суміші при $N=20$ кВт.

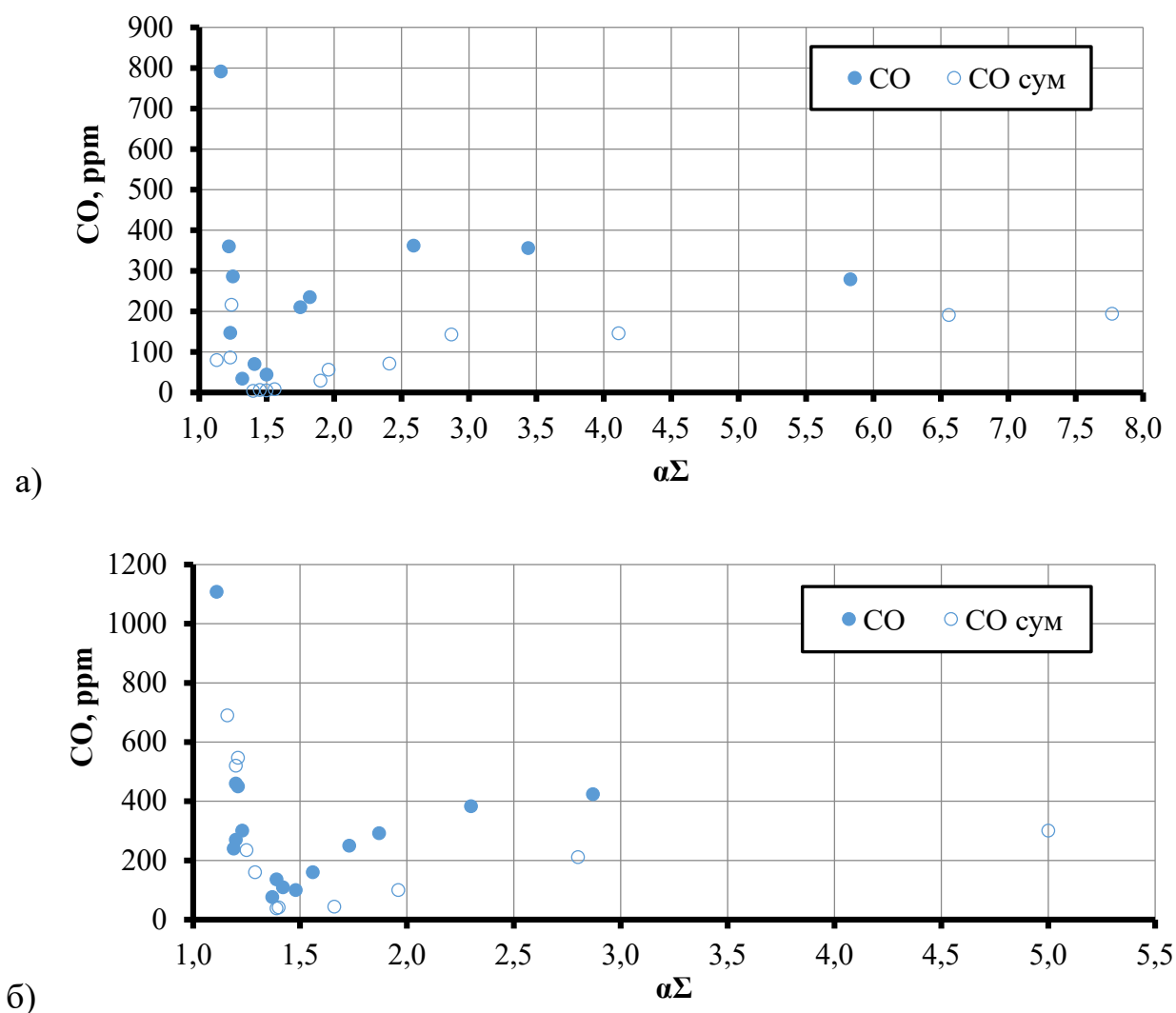


Рисунок 3.9 – Емісійні характеристики оксидів вуглецю в СНС при спалюванні природного газу та його суміші з воднем: а) $N=20$ кВт, б) $N=30$ кВт

На рисунку 3.10 наведена суміщена характеристика емісії NO_x та CO для потужності 20 кВт при спалюванні природного газу та суміші.

Отримані результати підтверджують загальноприйняті уявлення стосовно особливостей організації робочого процесу технічного горіння: інтенсифікація процесу проходження реакції призводить до збільшення ефективності використання палива з одночасним погіршенням екологічних показників за рахунок збільшення емісії оксидів азоту. Крім того, отримані результати вимірювань температур факела

та продуктів згоряння, наведені у попередніх розділах, підтверджують підвищення температур проходження процесу, що супроводжується збільшенням глибини вигорання палива та одночасним збільшенням емісії термічних NO_x .

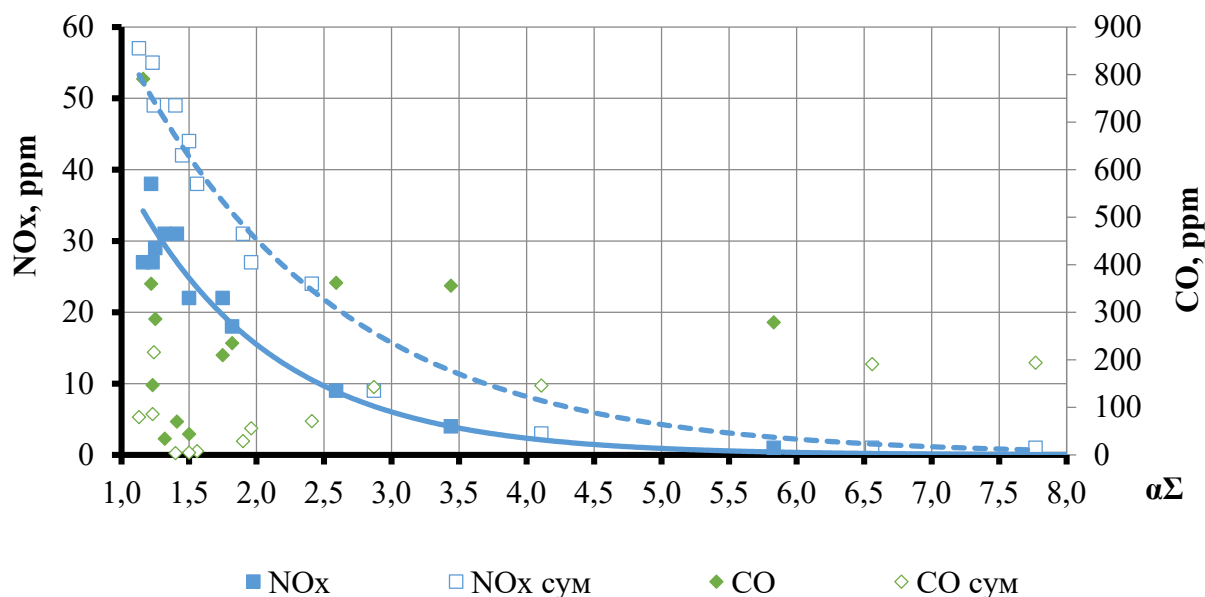
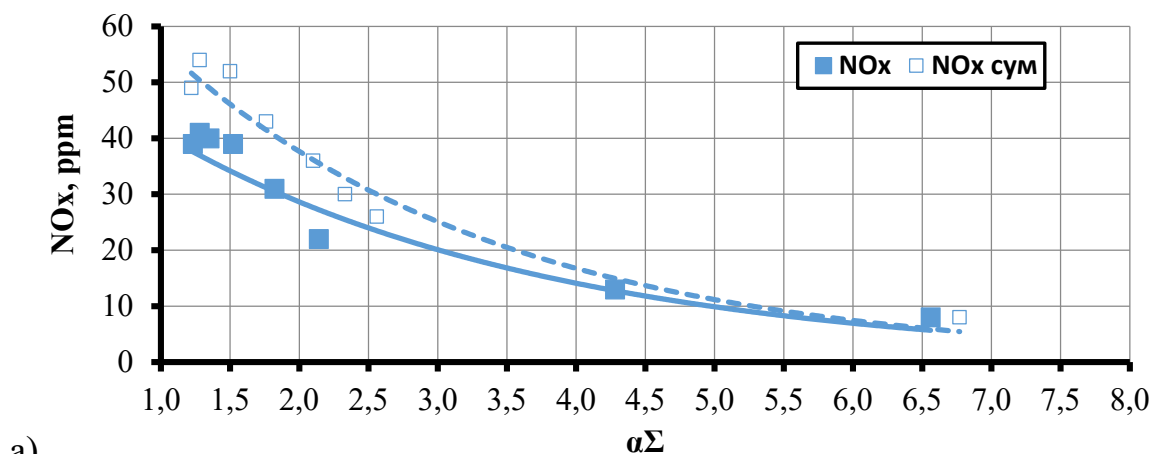


Рисунок 3.10 – Суміщена характеристика експериментального дослідження емісії оксидів азоту та вуглецю при спалюванні природного газу та його суміші з воднем, $N=20$ кВт

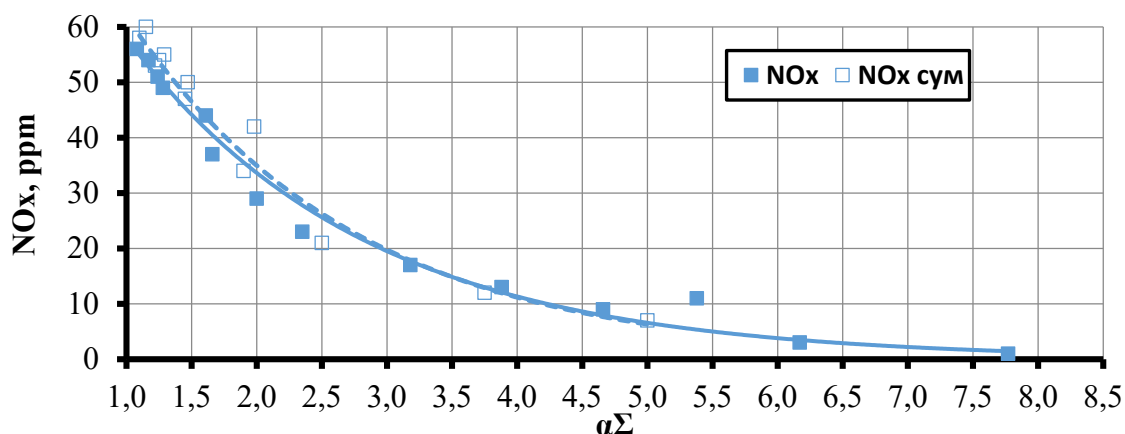
3.4.2 Аналіз впливу основних режимних параметрів на концентрації CO та NO_x в СНС при спалюванні сумішного з воднем пропан-бутану

Результати дослідження емісії оксидів азоту приведені на рис. 3.11.

Підвищення викидів NO_x в випадку з сумішшю відбувається лише на проміжку $\alpha=1,1-4,0$. Далі, в області збідненого горіння, показники вирівнюються. З результатів видно, що підвищення потужності зменшує різницю емісійних показників для чистого палива і суміші (рис. 3.11, б).



а)



б)

Рисунок 3.11 – Емісійні характеристики оксидів азоту в СНС при спалюванні пропан-бутану та його суміші з воднем: а) $N=20$ кВт, б) $N=30$ кВт

Що стосується викидів оксидів вуглецю (рис. 3.12), то різниця між викидами CO , з додаванням водню і для чистого палива, має майже однакову картину. Тобто водень майже не впливає на екологічні характеристики спалювання пропан-бутану. При підвищенні потужності до 30 кВт спостерігаємо підвищення викидів для $\alpha < \alpha_{\text{кр}1}$, та зниження викидів оксидів вуглецю на ділянці $\alpha > \alpha_{\text{кр}2}$ майже у 2 рази. Схожа поведінка досліджуваних залежностей залишається в діапазоні значень $\alpha=1,5 \dots 3,0$ для обох потужностей стабілізатора.

З представлених результатів можна зробити висновок, що вплив домішки водню до суміші пропан-бутану є менш значним за умов проведення дослідів, у порівнянні з характеристиками для природного газу. Так, суміш готувалась у об'ємному співвідношенні 50 на 50 при збереженні калорійності палива для порівнюваних випадків. Крім того, суттєва різниця у густині досліджуваних газів

вимагає додаткових технічних заходів з підготовки якісної суміші. Технічно, водень розглядається дієвим в суміші з калорійними паливами з точки зору підвищення їх реакційної здатності та покращення вигорання вуглецю, при незначному підвищенні емісії оксидів азоту.

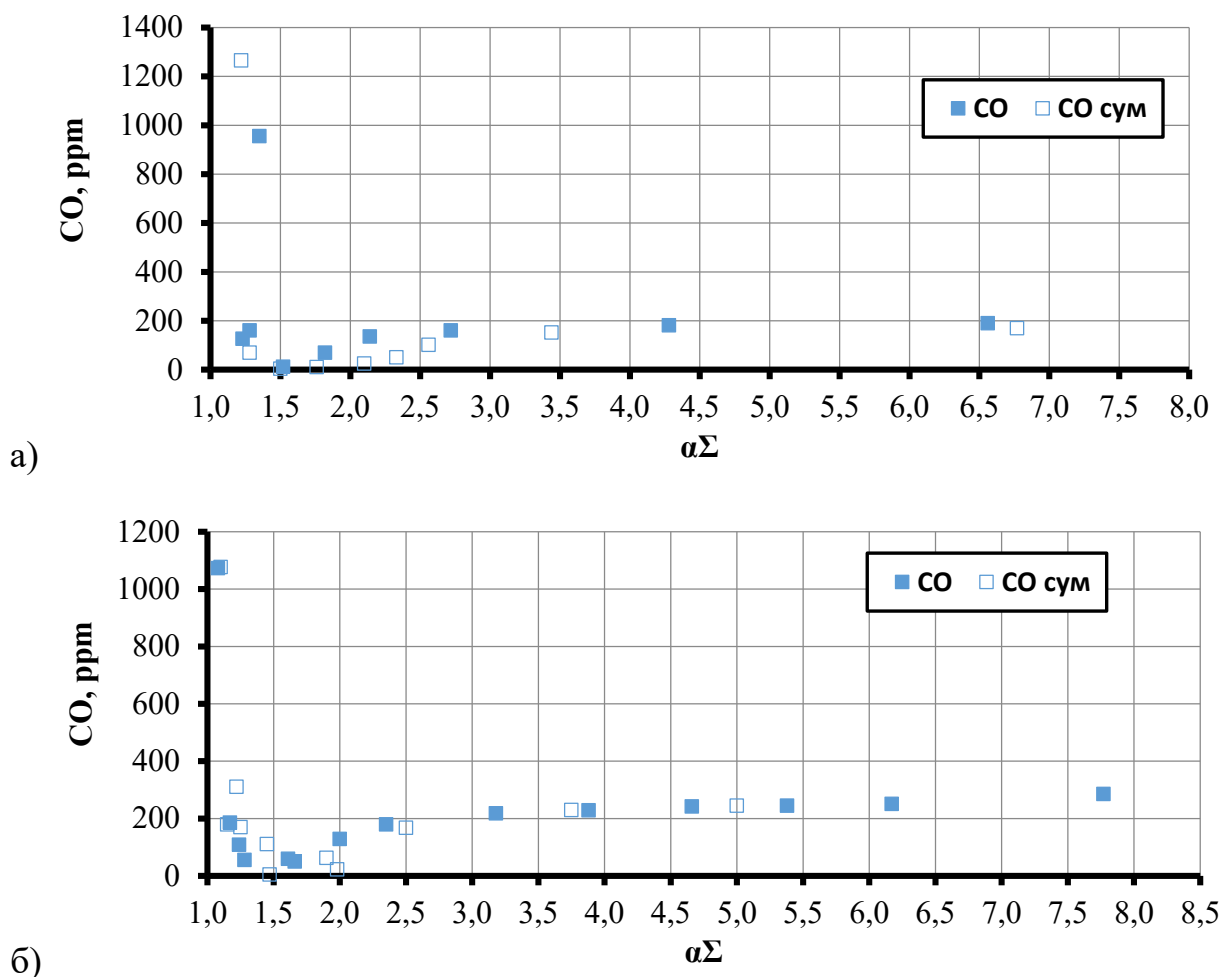
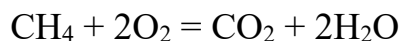


Рисунок 3.12 – Емісійні характеристики оксидів вуглецю в СНС при спалюванні пропан-бутану та його суміші з воднем: а) N=20 кВт, б) N=30 кВт

3.4.3 Оцінка викидів CO_2 при заміщенні метану воднем

Хімічна реакція метану та водню:



За результатами розрахунків, представлених в табл.3.4 маємо, що викиди CO_2 мають знизитись на 23,0%.

Таблиця 3.4 – Результати стехіометричного розрахунку продуктів реакції суміші метану з воднем в об’ємному співвідношенні 50/50, окисник – повітря

Метан	Продукти реакції				
	O ₂	CO ₂	H ₂ O	N ₂	Сума
Об. витрата, нм ³ /год	0,34	1	2	8,80	12,14
Концентрація, об%	2,8	8,24			
Метан + водень					
Об. витрата, нм ³ /год	0,29	0,77	2,3	8,31	11,67
Концентрація, об%	2,47	6,60			

3.4.4 Розрахунок викидів CO₂ за методикою визначення викидів забруднюваних речовин в атмосферу від енергетичних установок

Розрахунок проводиться за методикою представленою в [56].

За аналізом природного газу (див. додаток Б) маємо такий склад природного газу (табл.3.5) та природного газу в суміші з воднем (табл.3.6).

Таблиця 3.5 – Склад природного газу

CH ₄ ,	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆ ,	C ₃ H ₆	C ₃ H ₈ ,	C ₄ H ₁₀ ,	C ₅ H ₁₂ ,	CO ₂ ,	N ₂ ,	Q _i ^r ,	ρ _n ,
% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	МДж/м ³	кг/м ³
90,395	0,004	5,739	0,757	0,905	0,279	0,001	2,1651	1,929	34,35	0,751

Таблиця 3.6 – Склад суміші природного газу з воднем 50% за об’ємом

CH ₄ ,	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆ ,	C ₃ H ₆	C ₃ H ₈ ,	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂ ,	CO ₂ ,	N ₂ ,	H ₂	Q _i ^r ,	ρ _n ,
% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	% об.	МДж/м ³	кг/м ³
45,20	0,002	2,87	0,379	0,45	0,14	0,0005	1,083	0,964	50	23,17	0,45

Валовий викид діоксиду вуглецю E_{CO2} визначається за формулою:

$$E_{CO2} = 10^{-6} k_{CO2} Q_i^r B_m, \text{ Т}, \quad (3.9)$$

де k_{CO_2} – показник емісії вуглекислого газу під час спалювання органічного палива, г/ГДж; Q_i^r – масова нижня теплота згоряння газоподібного палива, МДж/кг; B_m – масова витрата газу, т.

Показник емісії вуглекислого газу під час спалювання органічного палива розраховується за формулою:

$$k_{CO_2} = \frac{44}{12} \cdot \frac{C^r}{100} \cdot \frac{10^6}{Q_i^r} \varepsilon_C, \text{ г/ГДж}, \quad (3.10)$$

де C^r – масовий елементний склад сухого газоподібного палива, ε_C – ступінь окислення вуглецю під час спалювання природного газу в енергетичній установці за даними становить – 0,995 [62].

Масовий елементний склад сухого газоподібного палива. Вуглець:

$$C^r = \frac{100}{\rho} \left(\sum \frac{12p}{12p+q} m_{C_pH_q} + 0,429m_{CO} + 0,273m_{CO_2} \right) \quad (3.11)$$

Масова нижча теплота згоряння Q_i^r розраховується за формулою:

$$Q_i^r = Q_{iv}^r / \rho_n, \text{ МДж/кг}, \quad (3.12)$$

де Q_{iv}^r – об’ємна нижча теплота згоряння газоподібного палива за нормальних умов, МДж/м³; ρ_n – густина газоподібного палива за нормальних умов, кг/м³.

Коефіцієнт перерахунку зі стандартних до нормальних умов розраховується як:

$$K = (T + 20)/T. \quad (3.13)$$

1.Розрахунок для природного газу:

1) Масова нижча теплота згоряння:

$$Q_i^r = 34,35 \cdot 1,07326 / 0,8161 = 45,176, \text{ МДж/кг}.$$

2) Показник емісії вуглекислого газу під час спалювання органічного палива:

$$k_{CO_2} = \frac{44}{12} \cdot \frac{71,048}{100} \cdot \frac{10^6}{45,176} 0,995 = 57377,1, \text{ г/ГДж},$$

3) Валовий викид діоксиду вуглецю:

$$E_{CO_2} = 10^{-6} \cdot 57377,1 \cdot 45,176 \cdot 12,676 = 32,86, \text{ т}.$$

2.Розрахунок для суміші природного газу з воднем 50% за об’ємом:

1) Масова нижча теплота згоряння:

$$Q_i^r = 23,175 \cdot 1,07326 / 0,454 = 54,77, \text{ МДж/кг.}$$

2) Показник емісії вуглекислого газу під час спалювання органічного палива:

$$k_{\text{CO}_2} = \frac{44}{12} \cdot \frac{63,887}{100} \cdot \frac{10^6}{54,77} 0,995 = 42556,8, \text{ г/ГДж,}$$

3) Валовий викид діоксиду вуглецю:

$$E_{\text{CO}_2} = 10^{-6} \cdot 42556,8 \cdot 54,77 \cdot 10,72 = 25,0, \text{ т.}$$

Результати розрахунків для сумішей з різним відсотком водню наведено в Додатку Е.

Так, в результаті розрахунків отримали показник емісії вуглекислого газу, який для природного газу становить – 57377,1 г/ГДж, а для суміші з воднем 50% за об'ємом – 42556,8 г/ГДж.

Валовий викид діоксиду вуглецю для 20 кВт для природного газу в результаті розрахунків становить – 32,86 т, для суміші з воднем 50% за об'ємом – 25,0 т. Розрахунок показав, що валовий викид діоксиду вуглецю для 20 кВт у випадку заміщення природного газу воднем на 50% за об'ємом – знижується на 24,0%.

Результати теоретичних розрахунків зниження вмісту діоксиду вуглецю у продуктах спалювання досліджуваного природного газу при різному вмісті водню наведено на рис. 3.13.

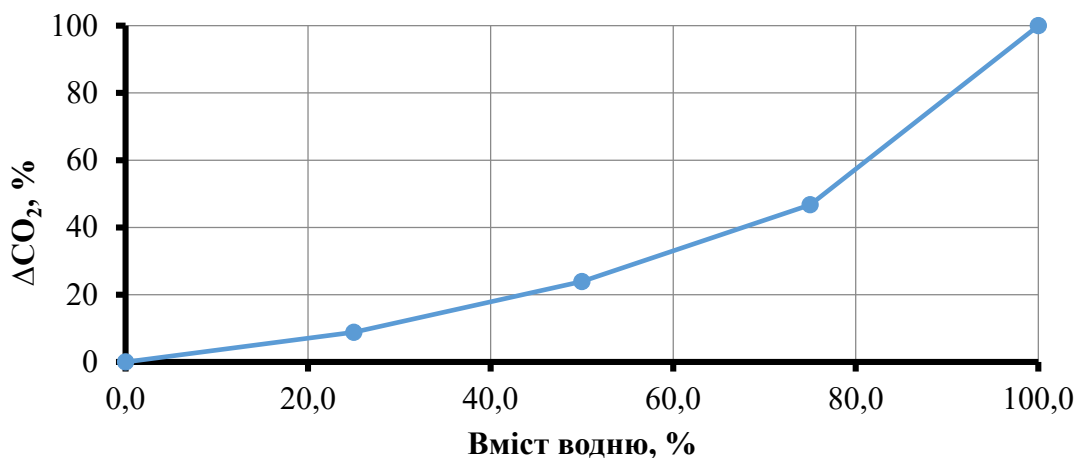


Рисунок 3.13 – Зниження вмісту CO₂ у продуктах спалювання природного газу для його сумішей з воднем

Наведені теоретичні результати корелюються з характеристикою отриманою за результатами газового аналізу (рис. 3.14).

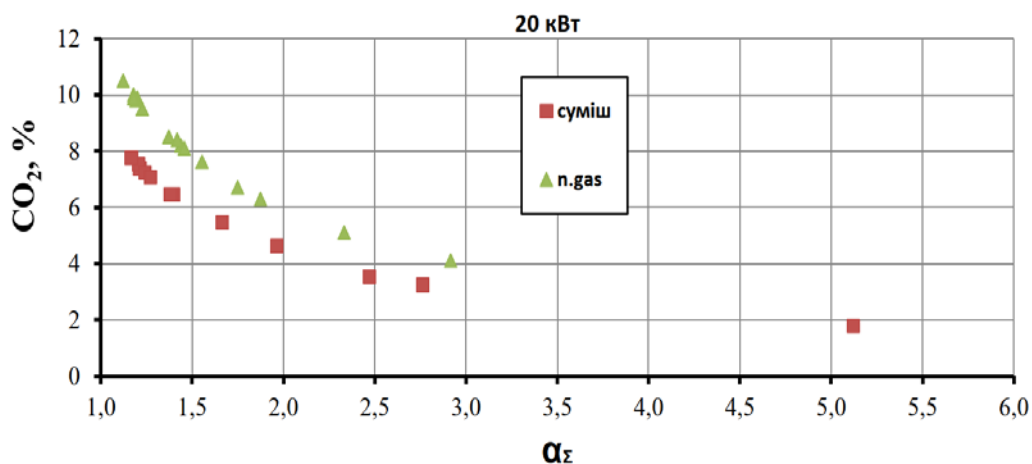


Рисунок 3.14 – Характеристика емісії CO_2 за результатами газового аналізу, природний газ, суміш з воднем 50/50 по об'єму

3.4.5 Аналіз приведених емісійних характеристик

Методика, яка використовується в даній роботі містить основні положення, які впливають з термічної теорії утворення NO_x [63] та робіт, виконаних в лабораторії горіння КПІ ім. Ігоря Сікорського Любчиком Г.М. [3].

Необхідність оцінки за таким підходом впливає з того, що необхідно враховувати вплив основних факторів на концентрації оксидів азоту, таких як: температура, коефіцієнт надлишку повітря та вміст кисню в окиснику, тиск, питоме теплонпруження.

Залежність, що використовується, має вигляд:

$$NO_x^{np} = \frac{NO_x}{\prod K_i^{0.5}} = k_0 \exp\left[\frac{-E_{ef}}{RT}\right], \quad (3.14)$$

де NO_x^{np} – сумарна концентрація оксидів азоту (NO та NO_2), приведених до однозначних умов; $\prod K_i$ – добуток коефіцієнтів впливу K_i , серед яких враховуються k_0 – передекспоненційний множник, E – енергія активації результуючої реакції утворення NO , R та T – відповідно, газова стала та температура горіння.

$$K_1 = (1 - \psi)^2 \cdot \psi ; \quad K_2 = \sqrt{\frac{P}{P_{н.у.}}} ; \quad K_3 = \sqrt{\frac{T_{н.у.}}{T_0}} ; \quad K_4 = \sqrt{\frac{(\alpha - 1)}{\alpha}} . \quad (3.15)$$

Коефіцієнт K_1 враховує вплив концентрації кисню в окиснику, коефіцієнти K_2 та K_3 враховують вплив тиску та початкової температури; коефіцієнт K_4 дає приведення за надлишком окисника.

Коефіцієнт $K_5 = K_\tau$ враховує вплив по часу перебування $\tau_{\text{пер}}$ в зоні горіння, він залежить від: теплоти згоряння палива, коефіцієнта надлишку повітря, початкової та кінцевої температури, питомої густини тепловиділення, стехіометричного коефіцієнта та газової сталої $R = 287$ кДж/кг·К і визначається як:

$$K_\tau = q_v^{-n} , \quad (3.16)$$

де $n = 0,5$, а величина q_v визначається за формулою:

$$q_v = \frac{\rho_{\text{г}} \cdot V_{\text{г}} \cdot Q_{\text{н}}^p}{V_{\text{к.зг}} \cdot P_{\text{к.зг}}} . \quad (3.17)$$

Так, концентрацію оксидів азоту можна описати співвідношенням:

$$NO = \frac{k_0 \cdot [NO]}{\tau_{NO}} . \quad (3.18)$$

В результаті розрахунків за формулами 3.14-3.18 отримано приведені емісійні характеристики СНС в залежності від складу палива та коефіцієнту надлишку повітря (рис. 3.15).

Отримані результати корелюються із вище наведеними висновками про вплив водню на емісійні показники стабілізатора. Суміш природного газу з 50% вмісту водню має найбільші рівні параметру $\ln NO_x^{\text{пр}}$ в усьому дослідженому діапазоні режимів роботи системи, що підтверджується експериментом і детально показано у попередніх розділах.

Наведена методика перерахунку приведених емісійних показників оксидів азоту широко апробована для пальників конструкції КПП, зокрема для пальників трубчастого типу та струменево-нішевого стабілізатора при спалюванні природного газу. Наведений підхід розглядається універсальним механізмом при проведенні екологічного аудиту паливоспалювального устаткування. Приведені результати

підтверджують можливість застосування прийнятого підходу і для сумішевих з воднем палив, оскільки достеменно відтворюють фізичні результати експериментів.

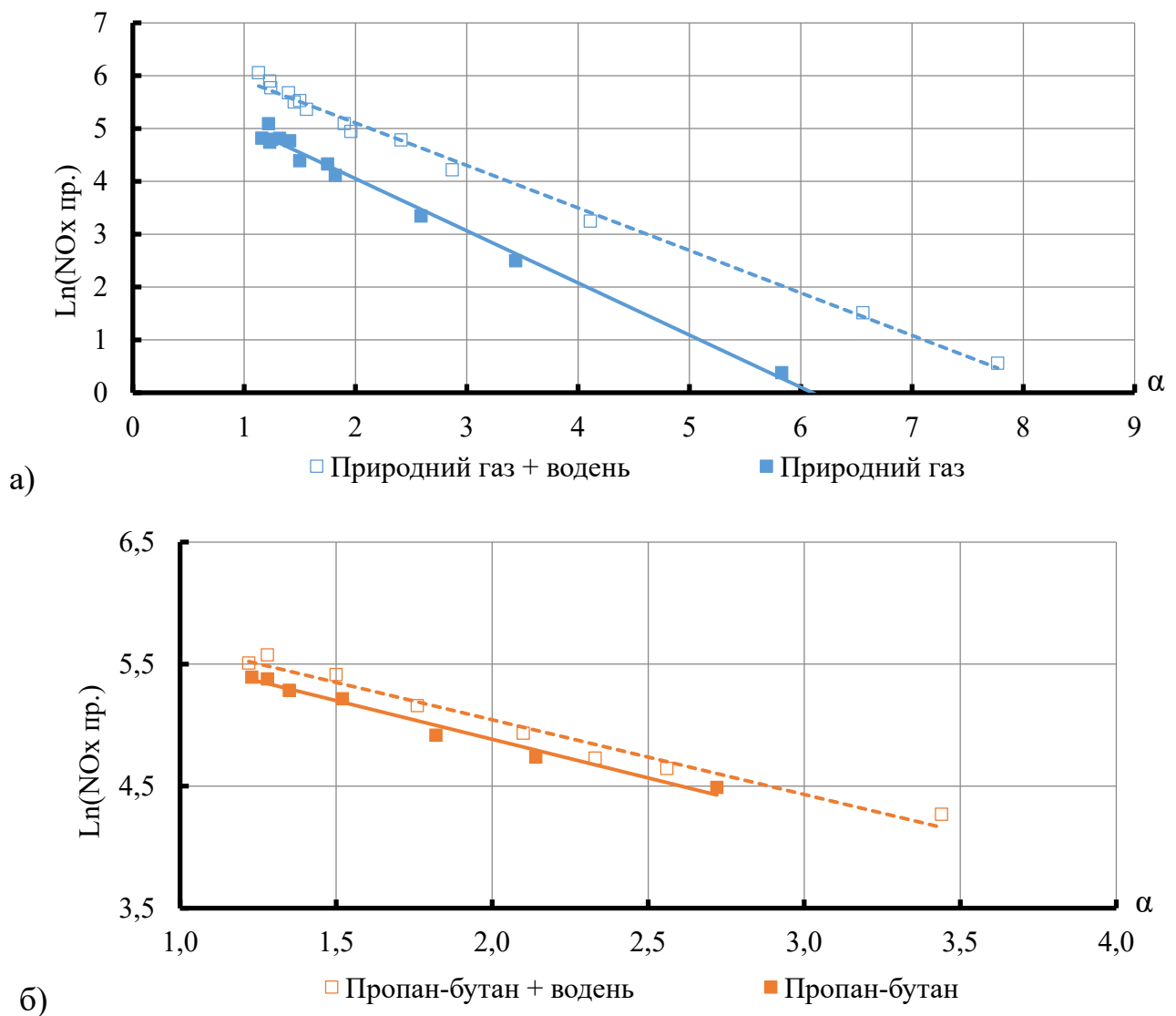


Рисунок 3.15 – Приведені емісійні характеристики оксидів азоту в залежності від складу палива та коефіцієнту надлишку повітря для 20 кВт: а) природний газ і суміш з воднем; б) пропан-бутан і суміш з воднем

3.5 Рекомендації щодо адаптації конструкції СНС до спалювання сумішного палива

Виконані дослідження показали суттєвий вплив домішок водню на організацію робочого процесу СНС. Вплив домішок суттєво проявляється при

об'ємних концентраціях більше 30% у складі основного палива. Висока реакційна здатність водню покращує горіння, що проявляється в суттєвій інтенсифікації процесів хімічного реагування та процесів переносу. Покращення показників робочого процесу СНС підтверджується отриманими результатами при вимірюванні температур факелу, виконанні газового аналізу продуктів згоряння та дослідженні закономірностей гідродинаміки горіння сумішних палив.

Слід зазначити, що підбір параметрів паливорозподілу для досліджуваних паливних газів було проведено за результатами попередніх досліджень [48] і не піддавалось коригуванню при додаванні домішок водню. Відносний крок розташування отворів \bar{S} для природного газу обрано 3,45 і 4,5 для суміші пропан-бутану. Обрані значення \bar{S} забезпечують раціональне сумішоутворення і стійку гідродинамічну структуру потоку. Колектори газорозподілу мали діаметр отворів 3,0 мм. Зазначений підхід до вибору паливорозподілу базується на засадах використання універсальної геометрії, яка б дозволяла реалізувати робочий процес пальника з можливістю спалювання як основного палива, так і його сумішей за різних домішок водню.

За результатами досліджень можна припустити, що високореакційний водень у якості домішки не вимагає обов'язкової корекції таких параметрів паливорозподілу як діаметри та кроки отворів, оскільки ці параметри визначаються стехіометрією пальної суміші, тобто фізико-хімічними особливостями основного палива. Але, з іншої сторони, розміщення ряду паливних отворів відносно зривної кромки, що позначається параметром L_1 (рис. 3.16), очевидно вимагатиме уточнення з огляду на ресурсні показники матеріалу стабілізатору.

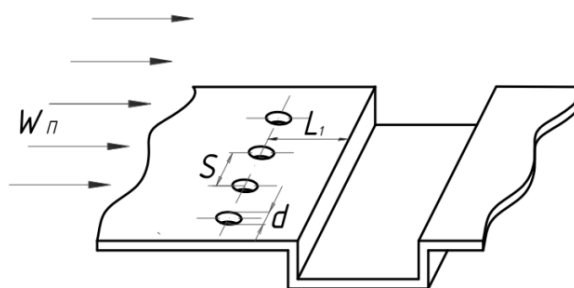


Рисунок 3.16 – Струменево-нішева система

Крім того, зміна параметру L_1 дозволяє коригувати механізм горіння від мікродифузійного до кінетичного механізму при збільшенні відстані від зривної кромки ніші L_1 . Для сумішних палив доцільним розглядається орієнтація робочого механізму спалювання в області дифузійного факелу.

Фотографії наведені на рис. 3.1 та 3.2 показують суттєву перебудову факелу, яка супроводжується переміщенням факелу безпосередньо до паливних отворів. Зазначені трансформації очевидно супроводжується підвищенням нагріву стінок стабілізатору в зоні паливоподачі. Дослідження температурного стану нішевого модуля у даній роботі не проводилися, хоча представляють значний інтерес у контексті подальшого розвитку струменево-нішевої технології горіння.

Питання оптимізації конструкції самоохолодження термічно напружених конструктивних елементів у стабілізаторних пальниках СНТ виконані в роботі [64]. Надано рекомендації стосовно організації внутрішнього обтікання стабілізатору пальника з ціллю охолодження найбільш нагрітого торця пілону внутрішнім потоком пального. Таким чином, у якості охолоджувального агенту використовується паливо, яке перед спалюванням проходить попередню термічну підготовку (рис.3.17).

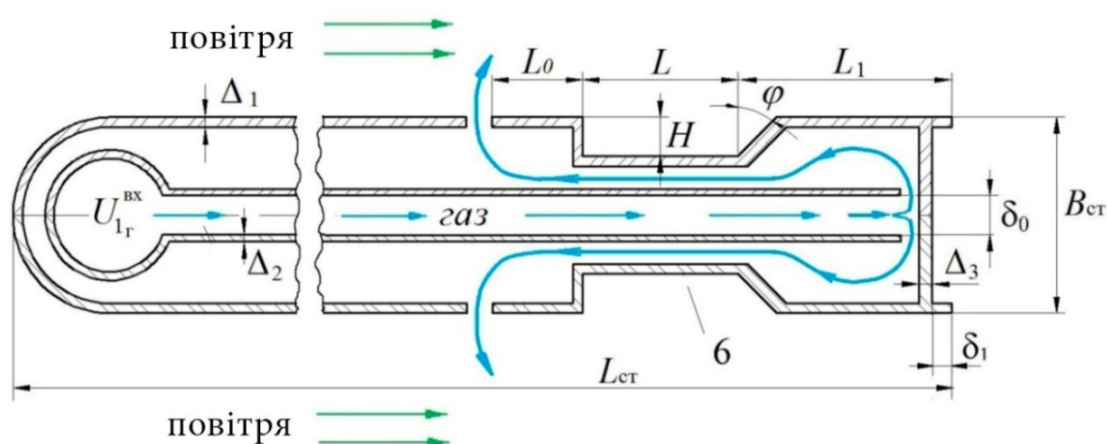


Рисунок 3.17 – Схема внутрішнього обтікання стабілізатору пальника СНТ охолоджуваним реагентом

Експлуатація пальників показує ефективність запропонованої конструкції стабілізатору з точки зору організації робочого процесу, так і з точки зору забезпечення надійності експлуатації устаткування. В результаті, отримано багаторічний досвід експлуатації вогнетехнічного устаткування на природному газі, коли факел контактує з елементами стабілізатору (в основному це нішева порожнина) на зниженій потужності устаткування. При роботі на номінальних теплових режимах, область стабілізації факелу зміщується в сторону топки і контактує тільки з торцевою поверхнею стабілізаторних елементів, ефективно охолоджуваних з внутрішньої сторони стінки. Таким чином, перебудова факелу при збільшенні теплової потужності пальника не перегріває його елементи, у разі спалювання традиційних газів.

Зовсім інша картина спостерігається при застосуванні сумішних з використанням водню газів. З огляду на зниження значимості нішевих порожнин при спалюванні сумішей, як було зазначено у розділі 3.1, слід спростити конструкцію стабілізаторів шляхом використання тільки торцевої ніші у якості стабілізатору, без розміщення нішевих каверн на бокових стінках пілону (рис.3.18). В результаті паливні отвори максимально змістяться до зривної кромки і площа стінки стабілізатору, що піддається дії максимального теплового потоку буде мінімізована.

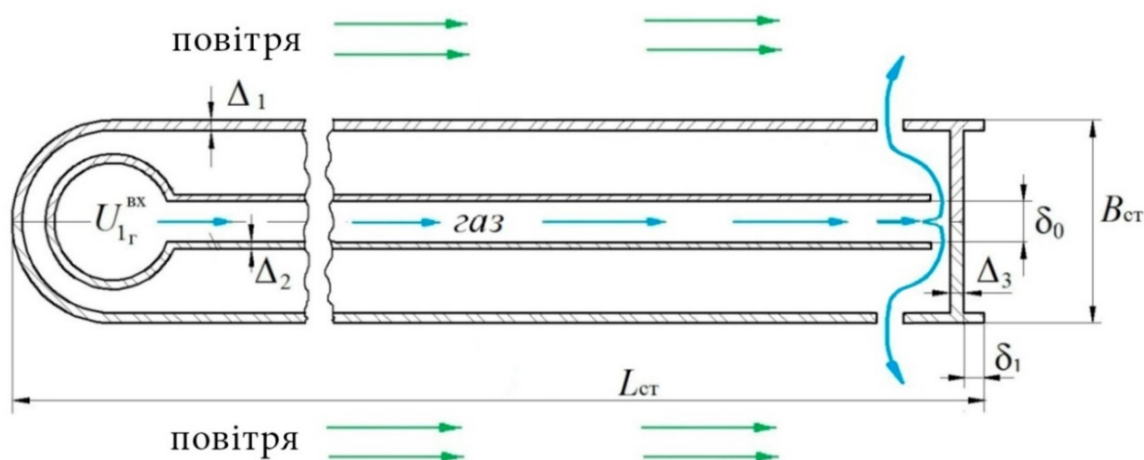


Рисунок 3.18 – Стабілізатор пальника СНТ зміненої конструкції для спалювання газів з домішками водню

3.6 Висновки до розділу 3

В розділі наведені результати експериментальних досліджень процесу горіння сумішевих з воднем палив в СНС.

1. Визначено, що додавання високореактивного водню до основного палива кардинально змінює структуру факела реагуючої суміші через підвищення інтенсивності процесу горіння, що в свою чергу змінює гідродинаміку потоку реагуючої суміші. Займання суміші та стабілізація факела для стехіометричних сумішей переміщується з нішевої порожнини до устя газоподачі. На номінальних витратах відбувається сепарація факела на окремі структури, при цьому збільшується далекобійність струменів сумішного палива (до 5 % при вмісті водню до 50% по об'єму).

2. Вимірювання температур у відкритому факелі показало, що додавання водню локально підвищує температури в усті пальника: для сумішей з вмістом H_2 більше 50% на 35...40°C і на 100-120°C – для чистого водню, у порівнянні з природним газом. Менші домішки водню особливо не впливають на розподіл температур у факелі. Визначено, що довжина факела для сумішей природного газу майже не залежить від концентрації, а для калорійного пропан-бутану зменшується зі збільшенням вмісту водню.

3. Експериментально встановлено, що додавання водню розширює межі сталості горіння по коефіцієнту надлишку повітря. На робочих швидкостях окисника (>15 м/с), при 30% об'ємного вмісту водню, розширення межі сталого горіння – в 1,5 раза, при 70% вмісту водню – більше ніж в тричі. Коефіцієнт регулювання стабілізатора збільшується у 2,5 раза і становить $k_{p.p.}=12,5$ для 50% суміші. Отримані результати засвідчують можливість підвищення надійності експлуатації паливоспалювального устаткування на режимах пуску та роботи на знижених навантаженнях. При використанні сумішевих палив слід враховувати перерозподіл температур по довжині факела та певну зміну його конфігурації, при роботі в області «збідненого» горіння.

4. Експериментальні дослідження шляхом газового аналізу показали суттєве підвищення концентрації оксидів азоту у продуктах спалювання сумішевих газів. Особливо зазначене підвищення концентрацій проявляється для природного газу і становить більше 60% на номінальних режимах роботи. В усіх інших режимах також спостерігається підвищення емісії NO_x , але у відносно менших масштабах. Для пропан-бутану відносне підвищення концентрації оксидів азоту у продуктах спалювання не перевищує 40% і проявляється в більшій мірі у перехідних режимах роботи (область збіднених пальних сумішей).

В цілому емісія оксидів азоту суттєво підвищується за рахунок збільшення реакційної здатності палива, що пришвидшує реагування пального та інтенсифікує процеси, що його супроводжують. Можна припустити, що збільшення емісії оксидів азоту пов'язані з превалюванням термічного механізму їх утворення і підтверджуються експериментальними результатами дослідження температур у високотемпературній зоні факела.

5. З експериментальних досліджень визначено, що концентрація монооксиду вуглецю має зворотну кореляцію до емісії оксидів азоту. Результати підтверджують збільшення глибини вигорання вуглецю, за умови наявності домішки водню, особливо ця тенденція проявляється для природного газу в області горіння збіднених сумішей, а для пропан-бутану превалює в області критичного коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_{\text{кр}2}$. Зниження концентрації CO у продуктах згорання є підтвердженням раціональної організації робочого процесу пальника з високою ефективністю процесу (мінімальний хімічний недопал, високі температури процесу).

6. Результати стехіометричного розрахунку викидів CO_2 показали зниження емісії на 23,0% у випадку заміщення метану воднем на 50% за об'ємом. Результати розрахунку викидів CO_2 при спалюванні природного газу за ГКД 34.02.305-2002 показали зниження викидів у випадку заміщення природного газу воднем на 50% за об'ємом – на 24,0%. Наведені теоретичні результати корелюються з характеристикою отриманою за результатами виконання газового аналізу.

7. Перерахунок отриманих концентраційних характеристик спалювання сумішевих палив у приведені лінеаризовані залежності показало достатньо адекватну інтерпретацію фізичного експерименту, тому використання приведених концентрацій оксидів азоту розглядається дієвою методикою у комплексі екологічного аудиту паливоспалювальних систем.

8. Отримані результати показали можливість роботи для сумішних палив з конструкцією стабілізатора мікродифузійних пальників на основі СНС без змін у системі паливорозподілу. Але, з огляду на ресурсні показники матеріалу стабілізатору рекомендовано спростити його конструкцію шляхом використання тільки торцевої ніші у якості стабілізатору, без розміщення нішевих каверн на бокових стінках.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ ЕМІСІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ПАЛИВОСПАЛЮВАЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО СНТ

4.1 Емісійні показники котельного устаткування модернізованого на базі СНТ

За результатами проведення модернізації існуючого паливоспалювального обладнання можна стверджувати, що технологія горіння визначає емісійні показники об'єкта в цілому. Інтенсифікація процесу горіння, з однієї сторони, підвищує ефективність використання палива, а з іншої, ініціює підвищення емісії токсичних оксидів азоту. З точки зору загальноприйнятих методів зниження концентрації NO_x , таких як: попереднє сумішоутворення, ступінчасте горіння та оптимізація аеродинамічної схеми подачі повітря, особливу увагу приділяють розробленим в КПІ ім. Ігоря Сікорського пальниковим пристроям, у тому числі струменево-нішевій технології (СНТ) [65].

Багаторічні роботи фахівців у галузі розробки і вдосконалення газопальникового устаткування на теренах проблемної лабораторії горіння КПІ, які тривалий час займаються впровадженням вітчизняних напрацювань у виробництво, дозволили накопичити значний технічний та експериментальний досвід експлуатації вогнетехнічного устаткування модернізованого на базі СНТ. Значна частина номенклатури модернізованого устаткування становить котельні агрегати потужністю від 0,5 до 50 Гкал. Результати екологотеплотехнічного налагодження представляють значний практичний та науковий інтерес, а досвід проведених робіт представляє зацікавленість з точки зору визначення технологічних засобів впливу на екологічні показники паливоспалювального устаткування.

Раніше проведені дослідження вказують на те, що значний вплив на утворення оксидів азоту (NO_x) мають такі фактори як: коефіцієнт надлишку повітря в топці (α_t), продуктивність котла (D_0) та його завантаження ($N=(D/D_0)*100\%$) [46].

Утворення оксидів вуглецю, з іншого боку, залежить від якості процесу спалювання палива, тобто від відсутності недопалу.

На рисунку 4.1 показана залежність концентрації оксидів азоту від основних технологічних параметрів після модернізації котельного обладнання шляхом впровадження (СНТ). З точки зору передбачення рівня викидів, важливими є нормовані показники оксидів азоту ($\text{NO}_{\text{хнорм}}$), які можуть бути визначені при $\alpha=1,0$. Зазначені показники вказують на рівень викидів при відсутності впливів, пов'язаних з експлуатацією [66]. Критичний надлишок повітря $\alpha_{\text{кр}2}$, який перевищує 1,0 (позначається як $\alpha_{\text{кр}}$), є вирішальним параметром під час налагодження промислового котельного обладнання [47].

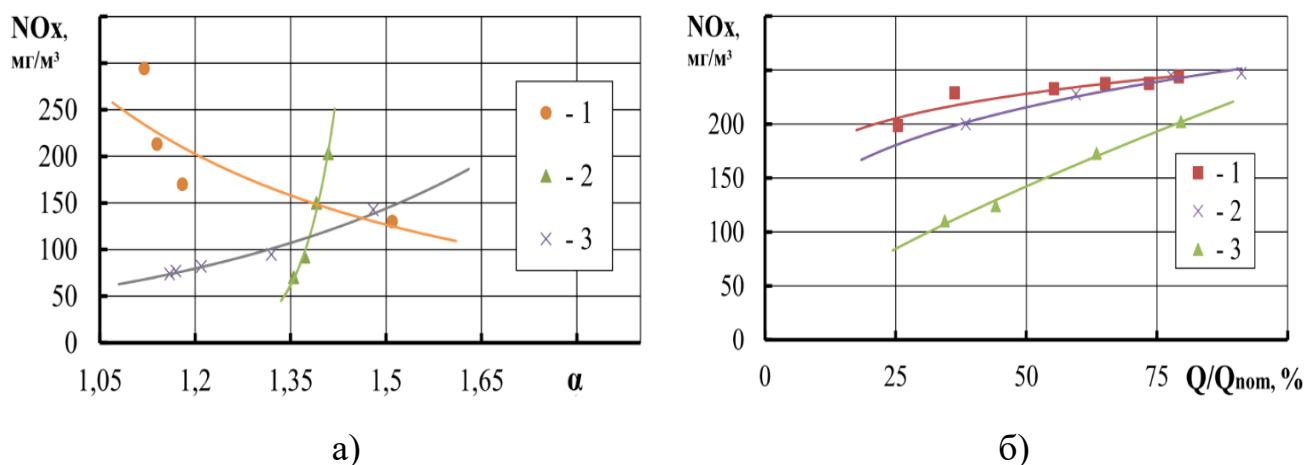


Рисунок 4.1 – Залежність концентрації оксидів азоту від основних технологічних параметрів на котельному обладнанні з СНТ в залежності від коефіцієнта надлишку повітря (а): 1 – ПТВМ- 30, 2 – ДКВР-10, 3 – КВ-ГМ-20; від навантаження котла (б): 1 – КВ-ГМ-20, 2 – ТВГ-8, 3 – КВ-Г-7,56 [66]

За даними роботи [67] та результатами впровадження СНТ, на практиці були визначені емісійні характеристики модернізованого обладнання, які представлені в таблиці 4.1.

Аналізуючи результати на рисунку 4.1, можна дійти висновку, що існує взаємозв'язок між емісійними характеристиками та режимними параметрами обладнання і його тепловим навантаженням [3]. З таблиці 4.1 видно, що також існує залежність між нормованими та максимальними концентраціями оксидів азоту (

$\overline{NO}_x = NO_x^{\text{норм}} / NO_x^{\text{max}}$). Для котельного обладнання з тепловою продуктивністю від 6,5 до 50 ГКал співвідношення \overline{NO}_x знаходиться в діапазоні від 0,63 до 0,81. Виключенням є спеціальне обладнання, таке як малогабаритні водонагрівачі контактного типу КВН та переобладнані твердопаливні котли НІИСТУ [68, 69].

Таблиця 4.1 – Емісійні показники котельного обладнання малої та середньої продуктивності [70]

Тип котла	Теплова потужність, МВт	$\alpha_{\text{кр}}$	NO_x^{max} , мг/м ³			$NO_x^{\text{норм}}$		$NO_x^{\text{норм}} / NO_x^{\text{max}}$
			Вимі-ри	Дослід прив. до $\alpha=1$	Розраху-нок	Дос-лід	Розра-хунок	
НІИСТУ-5	0,5	1,45	130	69,89	73,50	66	61	0,95
КВН-2,9	2,9	1,2	80	66,67	133,31	88	101	1,32
ДКВР-10	9,2	1,17	280	200,00	186,21	161	142	0,81
КВ-ГМ-20	23,2	1,14	295	268,18	234,19	194	171	0,72
ПТВМ-50	58,2	1,17	350	304,35	296,74	209	219	0,69

Для порівняння, технології горіння із закруткою потоку, згідно із дослідними даними [3], в середньому мають значення приблизно 0,78 з відхиленням не більше 7% для різних типів котельного обладнання. Слід зазначити, що середнє значення параметра \overline{NO}_x для струменево-нішевої технології нижче на 8%, в порівнянні з вихровими пальниками на аналогічному обладнанні, завдяки особливостям організації процесу сумішоутворення і горіння, що підтверджується результатами газового аналізу продуктів спалювання. Крім того, на режимах, що відповідають $NO_x^{\text{норм}}$, практично відсутній хімічний недопал завдяки інтенсифікації процесів горіння, але це призводить до підвищення викидів оксидів азоту [46]. З представлених даних також видно, що збільшення теплопродуктивності котлів (D_0) призводить до істотного зростання концентрацій оксидів азоту як максимальних (NO_x^{max}), так і нормованих ($NO_x^{\text{норм}}$).

4.2 Аналіз факторів впливу на емісію оксидів азоту котельним устаткуванням

Вплив продуктивності D_0 на викид оксидів азоту (при $N=100\%$ та ідентичних значеннях: ступеня екранування топок, типів пальників та об'ємного теплового навантаження топкового простору) можна пояснити дією «масштабного» ефекту. При розгляді рівня викиду оксидів азоту як результат впливу теплообміну випромінюванням від факела до екранних поверхонь котла ($Q_{\text{рад}}=q_{\text{рад}} \cdot F_{\text{екр}}$, де $q_{\text{рад}}$ – радіаційний тепловий потік, $F_{\text{екр}}$ – площа екранованих поверхонь топки котла), то частка цього тепловідведення відносно тепловиділення факела ($Q_{\text{тепл}}=q_v \cdot V_t$, q_v – об'ємна теплова напруга топки, V_t – об'єм топки), залежатиме від розмірів котла. Можна припустити, що масштаб лінійних розмірів топки L можна визначити як $L=V_t^{1/3}$, тоді відношення теплових потоків спроститься наступним чином: $Q_{\text{рад}}/Q_{\text{тепл}}=F_{\text{екр}}/V_t \approx 1/L$. Можна також припустити, що продуктивність котла (за номінальним навантаженням та $q_v=\text{const}$) пропорційна об'єму топки ($D_0 \sim L^3$), тоді $Q_{\text{рад}}/Q_{\text{тепл}} \sim D_0^{-1/3}$. Останнє співвідношення показує, що зі збільшенням габаритів котла зменшується частка тепловідведення від факела, що призводить до підвищення ефективної температури факела та рівня викидів токсичних оксидів азоту.

Вплив габаритів котла на рівень викидів оксидів азоту підтверджується даними, які були узагальнені в дослідженні [71]. В цьому дослідженні показано, що концентрація $\text{NO}_x \sim d_{\text{екв}}^{0,8}$ зазвичай залежить від еквівалентного діаметра топкової камери. Також представлені дані свідчать про вплив не лише максимальної температури, але і швидкості охолодження факела (dT/dt), яка значно залежить від розмірів топкової камери $\frac{dT}{d\tau} = f\left(\frac{H}{V}\right) = f d_{\text{екв}}$, та зменшується при збільшенні її розмірів.

Для прогнозування викидів від котлів невеликої потужності ($D_0 < 10$ ГКал) на природному газі можна використовувати такий підхід:

$$\text{NO}_x^{\text{max}} = a \cdot D_0^n, \quad (4.1)$$

де коефіцієнти a та n обираються індивідуально для певного типу обладнання.

У випадку, коли необхідно прогнозувати викиди від котлів середньої потужності ($11 < D_0 < 120$ ГКал), доцільно використовувати залежність вигляду:

$$NO_x^{\max} = a \cdot D_0 / (b + c \cdot D_0), \quad (4.2)$$

де a , b , і c – емпіричні коефіцієнти, які можуть змінюватися залежно від типу обладнання.

Таким чином, розрахункові значення максимальних NO_x^{\max} у таблиці 4.1 отримані за формулою (4.1) при $a=100$, $n=0,27$ (для котлів КВ-Г-7,56/6,5 та ДКВР-10); для котла НИИСТУ-5 значення коефіцієнтів $a=92$, $n=0,266$; для контактного водонагрівача КВН-2,9 коефіцієнти $a=50$, $n=0,27$. Для досліджуваних котлів більшої потужності КВ-ГМ-20 та ПТВМ-50 емпіричні коефіцієнти становлять: $a=1000$, $b=30$, $c=2,77$.

Для визначення нормованих значень $NO_x^{\text{норм}}$ доцільно застосувати залежність (4.1), значення коефіцієнтів наступні: $a=76$, $n=0,27$.

Порівняння розрахункових значень з експериментальними даними показує, що вони досить точно узгоджуються. Відхилення, які спостерігаються, можуть бути пояснені не лише похибками вимірювань, але і рядом інших факторів, таких як стан обладнання в реальних умовах експлуатації та його конструктивні особливості. Таким чином, на практиці для визначення максимального значення концентрацій NO_x доцільно застосовувати залежність наступного вигляду [46]:

$$NO_x^{\max} = K_d \cdot K_D, \quad (4.3)$$

де K_d – параметр дискретних впливів, $K_D = a \cdot D_0^n$ – параметр продуктивності.

Важливо зазначити, що цей самий метод можна використовувати для визначення емісійних характеристик і для інших видів палива.

У випадку, коли вплив продуктивності котла D_0 на концентрацію оксидів азоту (NO_x) визначається «масштабним ефектом», можна розглядати вплив навантаження котла ($N=(D/D_0) \cdot 100\%$) як залежність $NO_x \sim q_v^{0,5}$. Якщо існує кореляція між форсуванням топки q_v та завантаженням котла, то відповідну емісійну характеристику можна представити у вигляді степеневі залежності:

$$NO_x = a \cdot (N/100)^n = a \cdot (D/D_0)^n \quad (4.4)$$

де n – показник степеню, який визначає ступінь впливу форсування топки на емісію оксидів азоту.

Згідно з результатами, які були наведені вище, та особливостями застосування формули (4.4), коефіцієнт a визначає рівень концентрації оксидів азоту при номінальному завантаженні котла з урахуванням впливу надлишку повітря та інших дискретних факторів, таких як тип пальника, вид палива, компонування та кількість ввімкнених пальників, конструкція топкової камери та інші.

4.3 Дослідження впливу рециркуляції продуктів згоряння на емісійні показники котельного устаткування

На рис. 4.2 приведено результати адаптації технології на спалювання природного газу при збідненні дуттьового повітря продуктами спалювання на водогрійному та паровому котлі потужністю 7,56 та 9,3 МВт, відповідно. Технологічно схема являє собою спосіб саморециркуляції і може бути ефективно реалізована на основі СНТ фактично без технологічних обмежень.

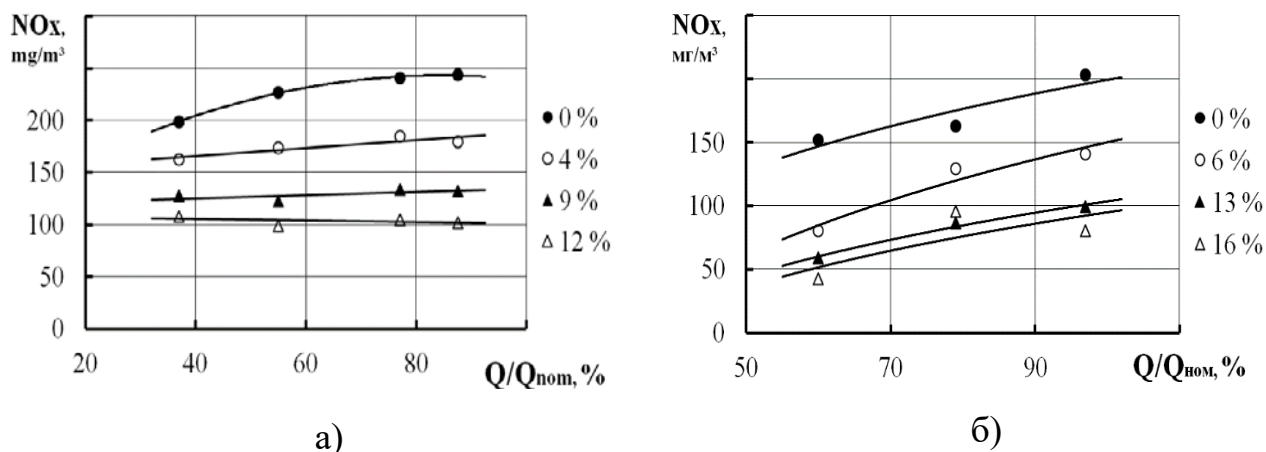


Рисунок 4.2 – Залежність концентрації оксидів азоту від теплового навантаження котлів та відсотку газів рециркуляції у топковий простір для KB-Г-6,5 (а) та ДКВР-10(б)

Кількість газів рециркуляції визначається за співвідношенням:

$$r = \frac{V_r}{V_{\Pi}}, \quad (4.5)$$

де V_r – об'єм газів рециркуляції, м³/с; V_{Π} – об'єм дуттьового повітря, м³/с.

Концентрація кисню в повітрі при додаванні газів рециркуляції може бути оцінена за допомогою наступної залежності:

$$C_{O_2} = \frac{0,209 \cdot [(1 + \alpha_T \cdot L_0) + (\alpha_T - 1) \cdot L_0 \cdot 0,01 \cdot r]}{(1 + \alpha_T \cdot L_0) \cdot (1 + 0,01 \cdot r)} \cdot 100, \quad (4.6)$$

де α_T – коефіцієнт надлишку повітря в топці котла, L_0 – стехіометричний коефіцієнт [71].

При використанні запропонованого виразу для аналізу даного досліджуваного об'єкта можливо отримати оцінку концентрації кисню в розбавленому повітрі з відносною похибкою, яка не перевищує 2,0%.

Під час аналізу результатів екологічних випробувань котлів, відзначається зниження впливу навантаження агрегату на викиди оксидів азоту (C_{NOx}) у відпрацьованих газах при збільшенні відсотка розбавлення повітря, що надходить до пальників. Тобто за теплової потужності більше 40% від номінальної ефективності рециркуляції є майже не змінною величиною. Це особливо виражено у водогрійних котлах типу КВ-Г-6,5, як показано на рисунку 4.2а.

У той час, для парових котлів типу ДКВР-10 (рис. 4.2 б) зазначена особливість не є характерною. Що може вказувати на наявність індивідуальних дискретних впливів, наприклад, конструктивних особливостей газового тракту агрегатів та ін.

З проведених досліджень можна зробити висновок, що введення 12-14% продуктів згоряння у топковий простір котла майже в 2,5 раза зменшує вміст оксиду азоту у відхідних газах. На досліджуваних об'єктах вдалося знизити емісію на рівні від 2,8% до 7,8% при збільшенні рециркульованих газів на 1%. Ефект пригнічення концентрації NO_x зменшується із зростанням відсотка розбавлення повітря газами, (рис. 4.3).

Доцільно відзначити, що введення продуктів спалювання у об'ємі більше 12% має суттєвий вплив на пригнічення емісії оксидів азоту (при умові, що вміст кисню

у дуттьовому повітрі CO_2 менше 19%), рис. 4.2, б. Крім цього, зі збільшенням відсотка рециркуляції підвищується емісія монооксиду вуглецю CO (див. рис. 4.4). Як результат, спостерігається зниження загальної концентрації оксидів азоту до 50-100 мг/м^3 (на окремих агрегатах ДКВР-10 навіть менше 50 мг/м^3).

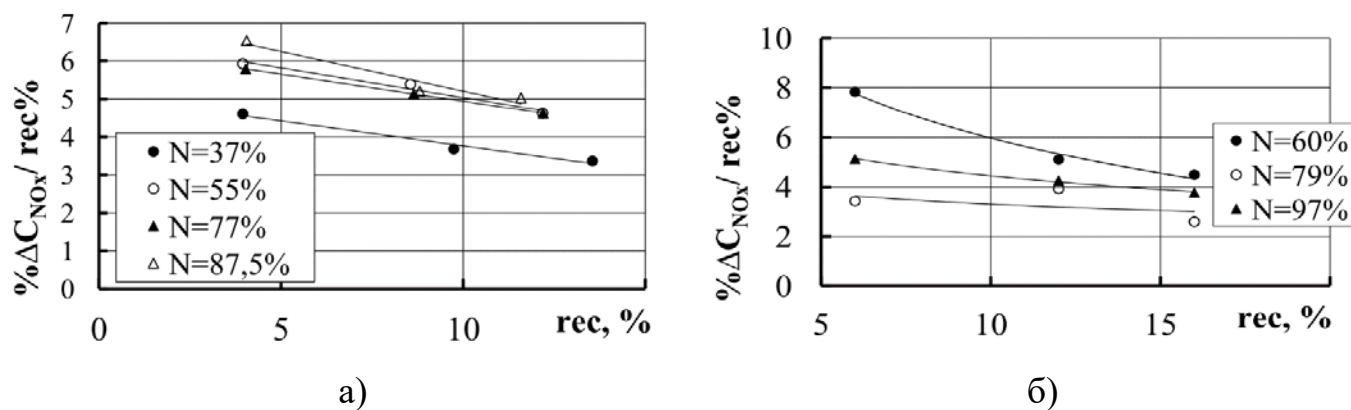


Рисунок 4.3 – Залежність зменшення відсотка концентрації оксидів азоту на відсоток газів рециркуляції від об'єму баластних газів у топковий простір для котлів: КВ-Г-6,5 (а) та ДКВР-10(б)

Важливо зауважити, що навіть при максимальній рециркуляції значення концентрацій CO залишаються в межах допустимих норм (C_{CO} менше 90 мг/м^3). При цьому, правильна установка пальників та відповідне теплотехнічне налагодження агрегатів після модернізації, дозволяють досягти мінімальних концентрацій монооксиду вуглецю у викидах. Фактично, на пальниках СНТ отримано на 30% вищий рівень ефективності застосування рециркуляції у порівнянні з вихровими пальниками.

Важливим фактором, що впливає на ефективність технології денітрифікації, є ступінь однорідності пальної суміші. Так, на першій стадії процесу відбувається баластування дуттьового повітря відхідними газами, а на другому – змішування пального газу із забаластованим повітрям. Етапність підготовки до спалювання і висока ефективність сумішоутворення створюють необхідні умови для організації ефективного мікродифузійного горіння пальної суміші, а збіднення повітря киснем ефективно регулюється та обмежує можливість зворотного процесу утворення

хімічного недопалу. Таким чином, вибір кількості газів рециркуляції може бути обумовлено індивідуальними особливостями обладнання з точки зору зниження ефективності методу (див. рис. 4.2) або понаднормовим підвищенням вмісту монооксиду вуглецю (див. рис. 4.4).

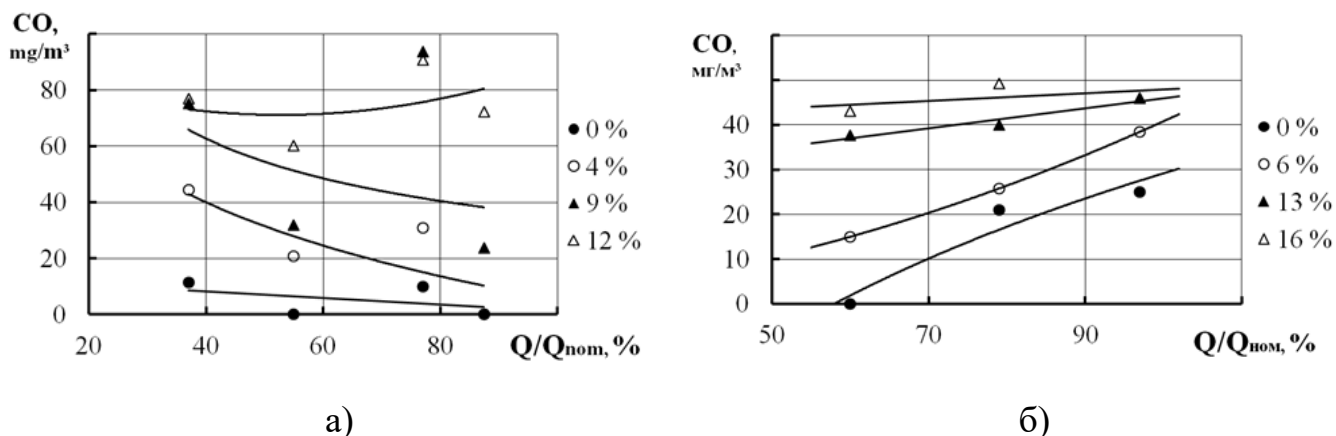


Рисунок 4.4 – Залежність концентрації монооксиду вуглецю від теплового навантаження котлів та відсотку газів рециркуляції у топковий простір для KB-Г-6,5 (а) та ДКВР-10 (б)

У даному розділі проведена оцінка коефіцієнта корисної дії (ККД) котельних агрегатів, що представлена на рис. 4.5.

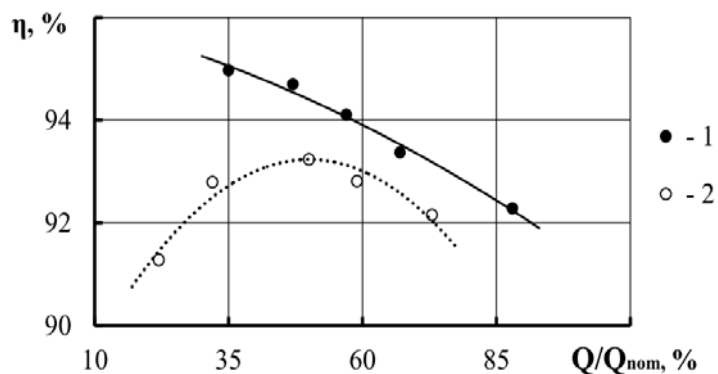


Рисунок 4.5 – Залежність ККД котельних агрегатів ПТВМ-50 (1) та KB-ГМ – 20 (2) від навантаження при введенні продуктів спалювання у топковий простір (схема саморециркуляції)

Встановлено, що ККД безпосередньо залежить від навантаження, і для обох агрегатів оптимальні режими роботи знаходяться на часткових навантаженнях. Для КВ-ГМ-20 характеристика ККД має пікове значення приблизно на 50% від номінального навантаження, в той час як для ПТВМ-50 ККД монотонно зменшується зі збільшенням потужності. Важливо зазначити, що більша частина робочого часу обладнання припадає на часткові навантаження, і тому максимальна ефективність та економія енергоресурсів досягаються саме на цих режимах. Хоча розглядаючи характеристики у цілому, можна констатувати достатньо високу енергетичну ефективність модернізованого ВО.

4.4 Застосування методу «компенсації впливів» з ціллю прогнозування викидів NO_x котельним устаткуванням

Дана методика оцінки емісійних показників паливоспалювального устаткування була запропонована у роботі [69]. Напрацьована науково-технічна база робіт з модернізації котельного устаткування дозволяє запропонувати обґрунтовану методику оцінювання емісії оксидів азоту з врахуванням технічних особливостей промислового устаткування. Важливим аспектом запропонованої авторами методики розрахунку є можливість аналізу технологічних методів впливу на емісійні показники устаткування.

На основі статистичного аналізу емісійних параметрів котельного обладнання, яке було модернізовано з використанням пальників СНТ із схемою саморециркуляції, можна зробити точні оцінки зниження вмісту оксидів азоту. Це зниження можна виразити наступною залежністю:

$$\Delta C_{\text{NO}_x} = (a \cdot \ln(N\%) + b) \cdot (r_{\text{pec}}, \%)^2 + c \cdot N(\%)^{0,4} \cdot (r_{\text{pec}}, \%) + d, \quad (4.7)$$

де значення коефіцієнтів рівняння визначаються емпірично і приведені у таблиці 4.2.

Слід зазначити, що для котлів середньої та високої продуктивності, у зв'язку з наявністю різних дискретних впливів, зручним методом прогнозування викидів розглядається співвідношення вигляду:

$$NO_x = NO_x^{\max} K_N K_\alpha = K_d K_D K_N K_\alpha. \quad (4.8)$$

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнтів рівняння (4.7), визначених емпіричним шляхом

Тип котла	Теплова потужність, МВт	Значення коефіцієнтів			
		a	b	c	d
КВ-Г-7,56/6,5	7,56	-0,048	0,07	1,15	0,4
ДКВР-10	11,63	-0,043	0,04	1,04	2
КВ-ГМ-20	23,3	-0,035	0,077	1,01	2,8
ПТВМ-50	58,15	-0,055	0,054	1,13	3,3

У випадку котлів великої продуктивності, отримання чітких емісійних характеристик у їх "чистому" вигляді $NO_x = f(\alpha)$ та $NO_x = f(N)$ і вигляді $NO_x = f(D_0)$ стає надзвичайно складним завданням через вплив різних факторів (таких як: наявність систем рециркуляції, стадійного горіння, різні схеми та кількість ввімкнених пальників). Для точного прогнозування емісійних характеристик такого потужного котельного обладнання, ефективним методом є використання методу компенсації впливів у наступному вигляді:

$$NO_x = NO_x^{\text{норм}} \prod_{i=1}^n K_i, \quad (4.9)$$

де K_i – відповідний параметр впливу на емісію оксидів азоту.

Так, для котла ПТВМ-50 розглядаються наступні впливові фактори на емісійні характеристики: $K_\alpha = \alpha^{5,5}$; $K_N = (D / D_0)^{1,15}$; $K_\delta = \exp[-0,257 \Delta \bar{h}_\delta]$, де $\Delta \bar{h}_\delta$ – відносна подача повітря минаючи пальники (для СНТ не застосовується); $K_{\Delta V} = \exp[-0,2 \Delta \bar{V}]$, де $\Delta \bar{V}$ – питомий розподіл газу по ярусах (для СНТ вважається рівномірним); $K_r = \exp[-0,05r]$, де r – ступінь рециркуляції у %. Результати представлення запропонованих коефіцієнтів з врахуванням нормованої величини $NO_x^{\text{норм}}$ приведені на рис. 4.6.

Наведені дані на рис. 4.6 розглядаються зручним методом проведення об'єктивної оцінки ефективності первинних або вторинних заходів зі зменшення емісії токсичних оксидів азоту [72, 73].

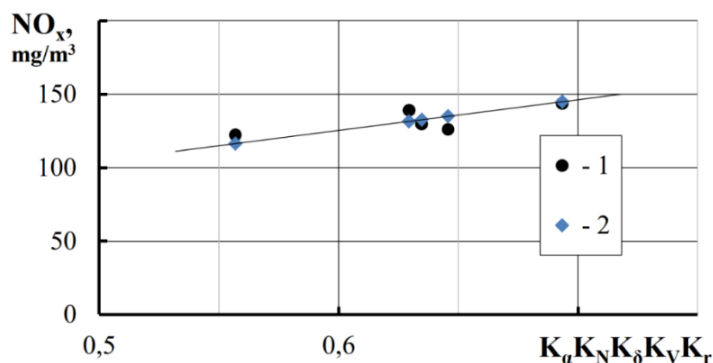


Рисунок 4.6 – Графічна інтерпретація методу компенсацій впливів при узагальненні емісійної характеристики котла ПТВМ-50 – 1, розрахунок – 2

4.5 Висновки до розділу 4

1. Ефективність зниження оксидів азоту рециркуляційними газами залежить від поточної потужності установки та кількості баласту окислювача. Відсоткове зниження оксидів азоту одним відсотком рециркуляційних газів становить величину $C_{NOx}=2...8\%$. Найбільша ефективність процесу досягається на часткових навантаженнях при баластуванні повітря газами не більше ніж на 5-7% за об'ємом. Визначено, що введення баластних газів більше 12...14% суттєво знижує ефективність процесу денітрифікації для котлів тепловою потужністю менше 10 МВт. Розроблена схема рециркуляції реалізована на водогрійних котлах потужністю 0,5-56 МВт на основі струменево-нішової технології. СНТ показує на 1/3 вищу ефективність схеми рециркуляції в порівнянні з системами спалювання вихрового типу завдяки високій якості процесів сумішоутворення. Фактична концентрація оксидів азоту не перевищує 100 мг/м³ (крім котла ПТВМ-50).

2. Експериментальні результати показують, що локальні характеристики емісії NO_x , залежно від експлуатаційних факторів, є суто індивідуальними. Характеристики є неперервними і визначаються показником $K_i=\varphi(f_i)$. Метод

компенсації впливів може слугувати надійним інструментом оцінки екологічних показників у разі наявності достатньої кількості експериментальних даних теплотехнічного налагодження відповідного устаткування.

3. Такі фактори як: тип котла, конструкція топки, вид палива, спосіб розпилення рідкого палива, розташування пальників в топці і т.д. можуть бути враховані як «дискретні» впливи, де сумарний параметр впливу може бути більшим або меншим за 1,0.

4. Вимірювання концентрацій оксидів азоту у відхідних газах енергетичних котлів, обладнаних СНТ, доцільно проводити при $\alpha_{кр}=1,15-1,17$ (що відповідає концентрації кисню у відхідних газах $O_2=3\%$).

5. Запропонований в методиці критерій $NO_x^{норм}$ є об'єктивним показником екологічної безпеки об'єкта. Побудову узагальненої екологічної характеристики слід здійснювати за залежністю (4.9).

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі виконано дослідження особливостей процесу горіння сумішних паливних газів з використанням домішок водню в струменево-нішевому стабілізаторі горіння. Отримано важливі науково-технічні результати, які є розвитком універсальної струменево-нішевої технології спалювання палив. Досліджені палива: природний газ, зріджений пропан-бутан, а також суміші вказаних газів з воднем. За результатами широкого промислового впровадження СНТ представлено вдосконалений підхід щодо прогнозування викидів оксидів азоту для котельного устаткування, який базується на основі методу «компенсації впливів». Відповідно до вищезазначеного було отримано наступні результати:

1. В роботі вперше досліджено особливості стабілізації факела при горінні суміші природного газу з воднем в СНС. Показано, що для суміші з додаванням 50 відсотків водню межа «бідного» зриву по коефіцієнту надлишку повітря зміщується більше ніж в 2 рази, а для 70-ти відсоткової суміші - більше ніж втричі. Встановлено, що мінімальна потужність для суміші 50/50 знижується на 60%, що для стабілізатора у даній конфігурації з номінальною потужністю 50 кВт збільшує коефіцієнт робочого регулювання у 2,5 рази і становить 12,5. Таким чином, додавання водню суттєво підвищує реакційну здатність суміші, що розглядається ефективним способом розширення коефіцієнта робочого регулювання пальника та підвищення надійності експлуатації обладнання на знижених витратах палива.

2. Експериментально визначено, що температури горіння сумішних палив з використанням водню є вищою у порівнянні з «чистими» вуглеводнями, крім того, відбувається певна перебудова факела, особливо це проявляється для більш калорійного пропан-бутану. Для 50% суміші природного газу з воднем більш суттєве підвищення температури горіння спостерігається для збіднених паливних сумішей (вміст O_2 у продуктах горіння 7,0% і більше). Приріст температур становить до 90 °C в корні факела і до 45 °C у його хвості, таким чином, збільшення температур складає 7...10%. На виході з дослідної ділянки температури відрізнялись менше ніж на 2%. Розподіл температур для 50% суміші пропан-бутану вказує на

суттєву зміну температурного поля по довжині, зміщуючи високотемпературну ділянку у корінь факела, що дає суттєве скорочення його довжини (4-12%). Температура продуктів згоряння на виході з ділянки суміші на 5...8% вища у порівнянні з «чистим» пропан-бутаном.

Результати вимірювання температурного поля продуктів спалювання чистих і сумішних паливних газів підтверджують значну інтенсифікацію процесів, що супроводжують реагування дослідних палив при додаванні водню. Для сумішного пропан-бутану відбувається суттєве скорочення факела з підвищенням температури у його початковій ділянці, а для суміші природного газу збільшуються температури по довжині факела без його скорочення. В результаті, додавання високореакційного водню підвищує питоме теплонапруження зони горіння.

3. За результатами дослідження емісійних характеристик CO, NO_x та CO₂ при спалюванні традиційних паливних газів у суміші з воднем в умовах струменево-нішевого стабілізатора полум'я встановлено, що:

- емісія оксидів азоту при додаванні H₂ збільшується і залежить від потужності стабілізатора та режиму його роботи. Максимальний приріст концентрацій NO_x для суміші відбувається при горінні в умовах наближених до «стехіометричних» і становить 65% у порівнянні з горінням природного газу. Підвищення потужності пальника з 20 до 30 кВт, призводить до відносно меншого збільшення емісії шкідливих газів і сягає 20%. Для пропан-бутану підвищення концентрації оксидів азоту у продуктах його згоряння з воднем не перевищує 40% і проявляється в більшій мірі у перехідних режимах роботи (в зоні «збідненого горіння»);

- інтенсифікація процесів горіння сумішевих палив проявляється у покращенні вигорання вуглецю в усьому діапазоні робочих режимів, особливо зниження концентрацій CO спостерігається для природного газу з воднем в зоні збідненого горіння ($\alpha > \alpha_{кр2} = 1,5$). В області $\alpha > 7,0$ характеристики для обох варіантів вирівнюються. Для суміші пропан-бутану з воднем спостерігається схожа картина, з тією різницею, що зниження CO сягає меншого відносного значення. Таким чином, для суміші природного газу з H₂ C_{CO} в області $\alpha = 2,0$ знижується більше ніж в 10 разів (до 27 ppm), а для суміші пропан-бутану з воднем – у 2,8 (до 40 ppm).

– за стехіометричним розрахунком викидів CO_2 у випадку заміщення метану воднем на 50% за об'ємом, встановлено, що емісії CO_2 знижується на 23,0%. А за результатами теоретичного розрахунку викидів CO_2 при горінні природного газу за методикою ГКД 34.02.305-2002 зниження викидів діоксиду вуглецю у випадку заміщення природного газу воднем на 50% за об'ємом – складає 24,0%. Розрахункові результати підтверджуються характеристикою отриманою за результатами виконання газового аналізу.

4. За результатами багаторічного промислового впровадження технології горіння проаналізовано вплив основних технологічних факторів на емісію шкідливих оксидів для котельного устаткування широкого спектра свого технологічного призначення тепловою потужністю від 0,5 до 56 МВт модернізованого на основі СНТ. Отримано узагальнюючі залежності емісійних показників, які враховують основні технічні умови експлуатації та тип устаткування. Представлено вдосконалений підхід прогнозування оксидів азоту з використанням методики «компенсації впливів».

5. Отримані в роботі результати враховані в методиці розрахунку газопальникового обладнання СНТ, у разі використання сумішевих палив при додаванні водню. Отримані результати показали можливість роботи для сумішних палив з конструкцією стабілізатора мікродифузійних пальників на основі СНС без змін у системі паливорозподілу. Запропоновано нішеву порожнину інтегрувати до торцевої стінки з відмовою від нішевих полостей на бічних стінках пілонів пальників.

6. Тестування запропонованої Лефебром методики екологічного аудиту газопальникового устаткування, удосконаленої Любчиком Г.М., показало адекватність отримуваних результатів для сумішей паливних газів із воднем. Процедура лінеаризації характеристик оксидів азоту та приведення їх до однозначних умов з використанням основних технічних факторів може бути ефективно застосована при проведенні екологічного аудиту паливоспалювальних систем, що використовують суміші з воднем в прямотокових пальникових пристроях мікродифузійного типу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. IEA 2020. *World Energy Outlook 2020 – Analysis*. 2020. URL: <https://iea.gov.ua/>.
2. Про Національний план скорочення викидів від великих спалювальних установок: розпорядження Кабінету міністрів України від 08.11.2017 № 796-р. Київ, 2017. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/796-2017-%D1%80> (дата звернення: 02.10.2021).
3. 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 NO_x и CO. *Экотехнологии и ресурсосбережение*. 2007. № 4. С. 64–70.
4. Абдулін М.З., Сірий О.А., Кобилянська О.О. Модернізація котельних агрегатів шляхом вдосконалення технології спалювання та їх енергоекологічна оцінка. *Journal of Mechanical Engineering*. Харків, 2022. Том 25, №3. С. 46-55. <https://doi.org/10.15407/pmach2022.03.046>.
5. Catuti M., Egenhofer C., Elkerbout M. The future of gas in Europe: Review of recent studies on the future of gas. *CEPS Research Report*. 2019. URL: https://www.ceps.eu/wp-content/uploads/2019/08/RR2019-03_Future-of-gas-in-Europe.pdf (дата звернення: 20.12.2021).
6. Лебега О. В. Сланцевий газ, як стратегічний ресурс для економіки України. Маркетинг і контролінг: сучасні виклики підприємництва : збірник матеріалів міждисциплінарної науковопрактичної конференції, Київ, Івано-Франківськ, 30 листопада 2017 р. URL : <http://futuraolog.com.ua/publish/7/Zbirnyk.pdf#page=42> (дата звернення: 22.12.2021).
7. Витвицький Я. С., Лебега О.В. Світовий досвід видобування сланцевого газу. *Науковий вісник ІФНТУНГ. Серія: Економіка та управління в нафтовій і газовій промисловості*. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2016. № 1(13). С. 40-52.
8. Абдулін М. З., Куник А. А., Кобилянська О. О. Нові види резервного та аварійного палива. *Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики*:

матеріали XXX міжнар. конф., м. Київ, 19 -20 листопада 2020 р. Київ: : Інститут технічної теплофізики, 2020. С.137-142.

9. Gupta P., Kurien C., Mittal M. Biogas (a promising bioenergy source): A critical review on the potential of biogas as a sustainable energy source for gaseous fuelled spark ignition engines. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2023. Vol. 48, Issue 21. P. 7747-7769. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.11.195>.

10. Матвєєв Ю.Б., Гелету́ха Г.Г. Перспективи енергетичної утилізації твердих побутових відходів в Україні. *Аналітична записка БАУ*. 2019р. №22. URL: <https://uabio.org/wp-content/uploads/2020/01/position-paper-uabio-22-ua.pdf> (дата звернення: 12.02.2022).

11. Valera-Medina A., Xiao H., Owen-Jones M., David W.I.F, Bowen P.J. Ammonia for power. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2018. Vol. 69. P. 63-102. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2385/1/012036>.

12. Kudrya S.O., Repkin O.O., Tkalenkoz M.A. Directions of development of hydrogen energy and hydrogen economy in Ukraine. *Renewable energy and energy efficiency in the XXI century: materials of the XX international scientific-practical conference*. Kyiv, May 15-16, 2019. K: Interservice, 2019. 952 p. [https://doi.org/10.36296/1819-8058.2019.4\(59\).22-28](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2019.4(59).22-28).

13. Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних джерел енергії України / за заг. ред. С.О. Кудрі. Київ: Інститут відновлюваної енергетики НАН України. 2020. С. 50.

14. Pareek A., Dom R., Gupta J., Chandran J., Adepu V., Borse P. H. Insights into renewable hydrogen energy: Recent advances and prospects. *Materials Science for Energy Technologies*. 2020. Vol. 3. P. 319-327. <https://doi.org/10.1016/j.mset.2019.12.002>.

15. Nagorny A.K. Development of hydrogen economy in Ukraine and the world. *Proceedings of the XXI International Scientific Conference "Modern Problems of Agricultural Mechanics"*. 2020.

16. Dawood F., Anda M., Shafiullah G. M. Hydrogen production for energy: An overview. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020. Vol. 45, no. 7. P. 3847-3869. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.12.059>.
17. Abe J.O., Popoola A.P.I., Ajenifuja E., Popoola O.M. Hydrogen energy, economy and storage: Review and recommendation. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2019. Vol. 44, no. 29. P. 15072-15086. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.068>.
18. Alavandi, S., Agrawal, A.K. Experimental Study of Combustion of Hydrogen-Syngas/Methane Fuel Mixtures in a Porous Burner. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2008. Vol. 33. P. 1407-1415. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2007.12.005>.
19. Soroka B.S., Pyanykh K.Ye., Zgurskyi V.O. Mixed Fuel for Household Gas-Powered Appliances as an Option to Replace Natural Gas with Hydrogen. *Sci. in nov*. 2022. Vol. 18, no. 3. P. 10–22. <https://doi.org/10.15407/scine18.03.010>.
20. Lin J., Cai R. Optimal planning for industrial park-integrated energy system with hydrogen energy industry chain. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.01.371>.
21. Hua J., Wu M., Kumar K. Numerical simulation of the combustion of hydrogen/air mixture in micro-scaled chambers Part II: CFD analysis for a micro-combustor. *Chemical Engineering Science*. 2005. Vol. 60, no. 13. P. 3497-3506. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2005.01.042>.
22. Westbrook C., Dryer F. Simplified reaction mechanisms for oxidation of hydrocarbon fuels in flames. *Combustion Science and Technology*. 1985. Vol. 43, 1985p. <https://doi.org/10.1080/00102208108946970>.
23. Особливості та перспективи розвитку водневих енергетичних систем в регіонах України. *Міжнародний науковий журнал «Інтернаука». Серія: «Економічні науки»*. 2022. № 1 (57).
24. Serpell O., Hsain Z., Chu A., Johnsen W. Ammonia's role in a net-zero hydrogen economy. Kleinman Center for Energy Policy. 2023. URL:

<https://kleinmanenergy.upenn.edu/wp-content/uploads/2023/03/KCEP-Digest53-Ammonias-Role-Net-Zero-Hydrogen-Economy.pdf> (дата звернення: 25.04.2023).

25. Зельдович Я.Б. Теория горения газов. Москва: Издательство АН СССР, 1944.
26. Hermanns R.T.E. Laminar Burning Velocities of Methane-Hydrogen-Air Mixtures. Doctoral Thesis, Technische Universiteit Eindhoven. The Netherlands. 2007. <https://doi.org/10.6100/IR630126>.
27. Xiaozhou Liu a, Guangyu Zhu a, Taimoor Asim b, Rakesh Mishra Combustion characterization of hybrid methane-hydrogen gas in domestic swirl stoves. *Fuel*. 2023. Vol. 333, Part 2. 126413 p. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.126413>.
28. Gelfand B.E., Silnikov M.V., Sergey P., Medvedev S.P., Khomik S.V. Thermo-Gas Dynamics of Hydrogen Combustion and Explosion. Springer: Berlin/Heidelberg. Germany, 2012. 326 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-25352-2>.
29. Колієнко А.Г. Теплогазопостачання, вентиляції і теплоенергетики. Українська енергопромислова група: веб-сайт. URL: <https://epg-kolvi.com/statti/sumish-pryrodnogo-gazu-i-vodnyu-u-yakosti-palyva-chastyna-1/> (дата звернення 30.04.23).
30. ДСТУ ГОСТ EN 437:2014 Випробувальні гази. Випробувальний тиск. Категорії приладів (ГОСТ EN 437-2012, IDT; EN 437:2003, IDT). Київ: Держспоживстандарт України, 2014.
31. Zhao K., Cui D., Xu T., Zhou Q., Hui S., Hu H. Effects of hydrogen addition on methane combustion. *Fuel Process Technol. Int. J. Energy Res.* 2012. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2008.05.005>.
32. Зельдович Я. Б., Садовников П. Я., Франк-Каменецкий Д. А. Окисление азота при горении. *АН СССР*. Москва, 1947. 147 с.
33. Cardona C., Amell A. Laminar burning velocity of natural gas/syngas-air mixture. *DYNA (Colombia)*, 2013. Vol. 80 (180). P. 136-143.
34. Secco S. D. Juan O., Louis-Louisy M., Lucas J.Y., Plion P., Porcheron L. Using a genetic algorithm and CFD to identify low NO_x configurations in an industrial boiler. *Fuel*. 2015. Vol. 158. P. 672-683.

35. Сигал А.И. Предотвращение образования диоксида азота в отопительных котлах: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л, 1985. 25 с.
36. Emadi M, Karkow D, Salameh T, Gohil A, Ratner A. Flame structure changes resulting from hydrogen-enrichment and pressurization for low-swirl premixed methane-air flames. *Int J Hydrogen Energy*. 2012. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.04.017>.
37. Burbano H.J., Amell A.A., García J.M. Effects of hydrogen addition to methane on the flame structure and CO emissions in atmospheric burners. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2008. Vol. 33, no. 13. P. 3410-3415. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.04.020>.
38. Shih H. Y., Liu C.R. A computational study on the combustion of hydrogen/methane blended fuels for a micro gas turbine. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2014. Vol. 39, no. 27. P. 15103–15115. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.07.046>.
39. Gersena S., Slima B., Zeijlmakera R., van Essena M., Tichelaar R. The Development of a Natural Gas/Hydrogen Boiler System. *The International Gas Union Research Conference*. Muscat, Oman, 24–26 Feb., 2020. P. 1–8. — URL: https://www.researchgate.net/publication/339899796_The_Development_of_a_Natural_GasHydrogen_Boiler_System (дата звернення 05.06.22).
40. Cellek, M. S., & Pınarbaşı, A. Investigations on performance and emission characteristics of an industrial low swirl burner while burning natural gas, methane, hydrogen-enriched natural gas and hydrogen as fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. Vol. 43(2). P.1194–1207. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.05.107>.
41. Stylianidis N., Azimov U., Birkett M. Investigation of the Effect of Hydrogen and Methane on Combustion of Multicomponent Syngas Mixtures using a Constructed Reduced Chemical Kinetics Mechanism. *Energies*. 2019. Vol. 12, no. 12. 2442 p. <https://doi.org/10.3390/en12122442>.
42. S. Meziane, A. Bentebbiche Numerical study of blended fuel natural gas-hydrogen combustion in rich/quench/lean combustor of a micro gas turbine. *International*

Journal of Hydrogen Energy. 2019. Vol. 44, no. 29. P. 15610-15621. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.128>.

43. Bouras F, Attia MEH, Khaldi F, Si-Ameur M. Control of methane flame properties by hydrogen fuel addition: application to power plant combustion chamber. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. Vol. 42, Issue 13. P. 8932-8939. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.11.146>.

44. NO_x Emissions from hydrogen-methane fuel blends. *Strategic Energy Institute*, 2022. URL: https://research.gatech.edu/sites/default/files/inline-files/gt_epri_nox_emission_h2_short_paper.pdf (дата звернення 17.01.23).

45. Wang H., Yuan B., Hao R., Zhao Y., Wang X. A critical review on the method of simultaneous removal of multi-air-pollutant in flue gas. *Chemical Engineering Journal*. 2019. Vol. 378. P. 122–155. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2019.122155>.

46. Strobel R., Waldner M. H., Gablinger H. Highly efficient combustion with low excess air in a modern energy-fromwaste (EfW) plant. *Waste Management*, 2017. Vol. 79. P. 301–306. <https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.06.049>.

47. Gholami F., Tomas M., Gholami Z., Vakili M. Technologies for the nitrogen oxides reduction from flue gas. *A review Science of the Total Environment*. 2020. Vol. 714. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2020.136712>.

48. Сірий О.А. Вплив параметрів струменево-нішевої системи на робочий процес пальникових пристроїв: Дис. ... канд. техн. наук: 05.14.14 / НТУУ «КПІ». Київ, 2016. 199 с.

49. Сірий О.А., Кобилянська О. О. CFD-моделювання процесу спалювання суміші метан-водень в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2022. Том 33 (72), № 4, Частина 1. С. 172-180. <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.4/26>.

50. Сірий О.А., Кобилянська О. О. CFD-моделювання процесу спалювання суміші метан-водень в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку: Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 1-2 листопада 2022 року*. Київ, 2022. С. 182-187.

51. Сірий О. А., Кобилянська О. О. Вибір параметрів паливорозподілу СНС при спалюванні метано-водневих сумішей. *Сучасні технології в тепловій енергетиці*: Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 25 – 28 квітня 2023 р. Київ, 2021р. С. 175-176.
52. Кремлівський П.П. Витратоміри та лічильники: Довідник. / П.П. Кремлівський-4-те вид. Лнінград: Машинобудування, 1989. 701 с.
53. Правила вимірювання витрат газу і рідини стандартними пристроями, що звужуються РД 50 213 80. М.: Металургія, 1980. 543с.
54. ГОСТ 21204-97. Пальники газові промислові. Загальні вимоги. - Замість ГОСТ 21204-83; введ. 01.07.1998. М: Міждерж. рада зі стандартизації, метрології та сертифікації, М.: В-во стандартів, 2004. 31 с.
55. Сірий О.А., Бутовський Л.С., Абдулін М.З. Навчальний посібник з дисципліни «Горіння палива та обладнання для його спалювання». Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023.
56. ГКД 34.02.305-2002. Викиди забруднювальних речовин в атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення. Київ, 2002 (Чинний вид 01.07.2002).
57. Сірий О. А., Абдулін М. З., Кобилянська О. О. Дослідження зривних режимів в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку*: Матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ 10-12 жовтня 2023 р. Київ, 2023р. С. 170-173.
58. Абдулін М.З., Дворцин Г.Р., Жученко А.М., Сірий О.А. Оптимізація гідротермохімічних процесів – основа високоефективного спалювання палива. *Єдине інформаційне пространство*. Київ: КНУ ім. Шевченка, 2013. С. 121–122.
59. Абдулін М.З., Сірий О.А. Дослідження гідродинамічного стабілізатора полум'я з поперечною подачею палива. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*: матеріали XII Міжнародної науково- практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів (Київ, 21–24 червня 2014 р.). Київ, 2014 р. 101 с.
60. Сірий О.А., Кобилянська О. О. Шляхи покращення сталості горіння в стабілізаторних елементах прямоточних пальникових систем. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні*

науки. 2023. Том 34 (73), № 5. С. 310-316. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.5/47>.

61. Siryi O., Abdulin M., Bietin Y., Kobylanska O., Magera A. Study of gas-burning systems emission characteristics due hydrocarbon fuels combustion. *Systems, Decision and Control in Energy V. Studies in Systems, Decision and Control*. 2023. Vol. 481. P. 751–766. https://doi.org/10.1007/978-3-031-35088-7_43.

62. Топчієв А. Г. Географічні основи природокористування. Геоєкологія. Одеса: Астропринт, 1996. С. 253-263.

63. Зельдович Я.Б., Райзер Ю.П. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений. М.:Гос. изд-во физ. –мат. лит-ры. 1963. 632 с.

64. Альошко С. О. Системи охолодження мікрофакельних пальникових пристроїв з плоскими стабілізаторами полум'я: Дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06 / Нац. акад. наук України, Ін-т техн. теплофізики. Київ, 2013. 250 с.

65. Кобзарь С. Г., Халатов А. А. Снижение выбросов оксидов азота в газовых котлах методом рециркуляции дымовых газов. *Промышленная теплотехника*. 2009. Т. 31., № 4. С. 5–11.

66. Сірій О. А., Кобилянська О. О. Аналіз впливу основних технологічних параметрів котельного обладнання на емісію оксидів азоту. *Сучасні технології в тепловій енергетиці*: Матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ, 20 – 23 квітня 2021 р. Київ, 2021р. С. 195-196.

67. Абдулин М. З. Применение струйно-нишевой технологии сжигания топлива в энергетических установках. *Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование*. 2005. № 6. С. 130–144.

68. Ahn S. Y., Go S. M., Lee K. Y., Kim T. H., Seo S. I., Kim D. J. The characteristics of NO production mechanism on flue gas recirculation n oxy-firing condition. *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31. Iss. 6–7. P. 1163–1171. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.12.013>.

69. Любчик Г. Н., Варламов Г. Б., Сердюк С. Д., Микулин Г. А., Трубецкой Е. А. Воздействие коэффициента избытка воздуха, производительности и нагрузки

котла на показатели эмиссии оксидов азота. *Энергетика: экономика, технологии, экология*. 2001. № 1. С. 48–54.

70. Про Національний план скорочення викидів від великих спалювальних установок: розпорядження Кабінету міністрів України від 08.11.2017 № 796-р. Київ, 2017. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/796-2017-%D1%80> (дата звернення 23.03.21).

71. Абдулін М. З., Сірий О. А. Вітчизняні енергоефективні технології – запорука енергетичної безпеки держави. Київ: КПІ, 2013. С. 224–233.

72. 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 Issue F, P. 14-19. <https://doi.org/10.34049/bcc.52.F.0002>.

73. Abdulin M., Siryi O., Sheleshei T. Energy and ecological assessment of gas burning boiler equipment. Materials of 2022 IEEE 8th International Conference on Energy Smart Systems, Oct. 12-14, 2022. P. 102-107. <https://doi.org/10.1109/ESS57819.2022.9969254>.

ДОДАТОК А

Список публікацій здобувача за темою дисертації

Публікації, в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. Siryi O., Abdulin M., Bietin Y., Kobylanska O., Magera A. Study of gas-burning systems emission characteristics due hydrocarbon fuels combustion. *Systems, Decision and Control in Energy V. Studies in Systems, Decision and Control*. 2023. Vol. 481. P. 751–766. https://doi.org/10.1007/978-3-031-35088-7_43 *(входить до наукометричної бази Scopus)*.

2. Сірий О.А., Кобилянська О. О. Шляхи покращення сталості горіння в стабілізаторних елементах прямоточних пальникових систем. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2023. Том 34 (73), № 5. С. 310-316. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.5/47>

3. Абдулін М. З., Сірий О.А., Кобилянська О. О. Модернізація котельних агрегатів шляхом вдосконалення технології спалювання та їх енергоекологічна оцінка. *Journal of Mechanical Engineering*. Харків, 2022. Том 25, №3. С. 46-55. <https://doi.org/10.15407/pmach2022.03.046>

4. Сірий О.А., Кобилянська О. О. CFD-моделювання процесу спалювання суміші метан-водень в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2022. Том 33 (72), № 4, Частина 1. С. 172-180. <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.4/26>

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Сірий О. А., Абдулін М. З., Кобилянська О. О. Дослідження зривних режимів в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку: Матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції, м. Київ 10-12 жовтня 2023 р. Київ, 2023р.* С. 170-173.

6. Сірий О. А., Кобилянська О. О. Вибір параметрів паливорозподілу СНС при

спалюванні метано-водневих сумішей. *Сучасні технології в тепловій енергетиці: Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції*, м. Київ, 25 – 28 квітня 2023 р. Київ, 2021р. С. 175-176.

7. Сірий О.А., Кобилянська О. О. CFD-моделювання процесу спалювання суміші метан-водень в струменево-нішевому стабілізаторі полум'я. *Теплова енергетика: шляхи реновації та розвитку: Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції*, м. Київ, 1-2 листопада 2022 року. Київ, 2022. С. 182-187.

8. Сірий О. А., Кобилянська О. О. Аналіз впливу основних технологічних параметрів котельного обладнання на емісію оксидів азоту. *Сучасні технології в тепловій енергетиці: Матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції*, м. Київ, 20 – 23 квітня 2021 р. Київ, 2021р. С. 195-196.

9. Абдулін М. З., Куник А. А., Кобилянська О. О. Нові види резервного та аварійного палива. *Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики: Матеріали XXX Міжнародної конференції*, м. Київ, 19 -20 листопада 2020 р. Київ: : Інститут технічної теплофізики, 2020. С.137-142.

ДОДАТОК Б

Анализ Природного газа и H₂ 04.05.2023г. КПИ

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

Условия анализа:

Детектор - катарометр. Температура детектора 200 С

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	Проба H ₂
		%	%
Водород	H ₂	0.000	99.895
Азот	N ₂	1.929	0.000
Метан	CH ₄	90.395	0.000
Этилен	C ₂ H ₄	0.004	0.000
Этан	C ₂ H ₆	5.739	0.000
Пропилен	C ₃ H ₆	0.757	0.000
Пропан	C ₃ H ₈	0.905	0.000
изоБутан	iC ₄ H ₁₀	0.134	0.000
н Бутан	nC ₄ H ₁₀	0.125	0.000
Пентан	iC ₅ H ₁₂	0.001	0.000
Пентан	нео C ₅	0.001	0.000

ДОДАТОК В

Результати експериментальних досліджень та обробки даних

Таблиця 1 – Результати експериментальних даних для суміші природний газ-водень 50% на 50%, 20 кВт

$G_{CH_4} \cdot 10^4$	кг/с	3,165	2,961	3,067	3,068	3,170	3,170	3,171	3,074	3,074	3,073	3,073	3,073	3,075	3,073
$G_{H_2} \cdot 10^5$	кг/с	3,75	3,75	3,63	3,63	3,7	3,75	3,75	3,63	3,63	3,63	3,75	3,75	3,75	3,63
$G_{сум}$	м³/год	3,215	3,112	3,113	3,113	3,194	3,214	3,214	3,111	3,111	3,111	3,162	3,162	3,161	3,112
$W_{сум}$	м/с	15,802	15,293	15,301	15,300	15,696	15,798	15,795	15,289	15,287	15,287	15,541	15,540	15,537	15,294
G_n	кг/с	0,042	0,039	0,024	0,022	0,015	0,013	0,011	0,022	0,019	0,015	0,011	0,011	0,011	0,013
W_n	м/с	7,051	6,574	4,084	3,655	2,584	2,239	1,828	3,656	3,169	2,588	1,830	1,831	1,830	2,242
q		1,25	1,76	4,51	9,27	19,89	31,43	49,80	13,20	21,28	34,15	39,19	50,81	60,26	36,55
N	кВт	21,796	20,732	21,095	21,092	21,707	21,776	21,770	21,062	21,061	21,063	21,237	21,236	21,227	21,069
NO _x (ОКСИ)	ppm	2,00	3,00	9,00	17,00	30,00	41,00	53,00	29,00	34,00	47,00	53,00	60,00	57,00	45,00
NO _x (Testo)	ppm	1,00	1,00	3,00	9,00	27,00	38,00	49,00	24,00	31,00	44,00	49,00	55,00	57,00	42,00
CO	ppm	194,00	191,00	146,00	143,00	56,00	8,00	216,00	71,00	29,00	5,00	4,00	86,00	79,60	6,00
O ₂	%	18,30	17,90	15,90	13,60	10,20	7,50	4,10	12,30	9,80	7,20	6,00	3,90	2,50	6,50
CO ₂	ppm	1,50	1,70	2,80	4,10	6,00	7,50	9,50	4,90	6,20	7,80	8,40	9,50	10,40	8,00
α		7,77	6,56	4,11	2,87	1,96	1,56	1,24	2,41	1,90	1,50	1,40	1,23	1,13	1,45

Таблиця 2 – Результати експериментальних даних для природного газу, 20 кВт

$G_{CH_4} \cdot 10^4$	кг/с	4,007	4,007	4,011	4,087	4,013	04,013	4,014	4,015	4,016	4,015	3,966	4,014	4,013
G_{CH_4}	м³/год	2,048	2,048	2,046	2,085	2,045	2,045	2,044	2,044	2,043	2,043	2,021	2,044	2,044
$W_{сум}$	м/с	10,064	10,064	10,054	10,246	10,049	10,049	10,046	10,044	10,040	10,042	9,932	10,046	10,048
G_n	кг/с	0,049	0,036	0,023	0,018	0,014	0,011	0,014	0,012	0,011	0,009	0,010	0,010	0,012
W_n	м/с	8,200	6,100	3,900	3,000	2,350	1,900	2,400	2,050	1,800	1,570	1,650	1,700	1,950
q		1,12	2,15	6,18	10,89	22,07	48,32	23,89	32,52	42,03	54,31	49,08	46,78	36,75
N	кВт	21,047	21,047	21,025	21,428	21,015	21,015	21,008	21,004	20,997	21,001	20,770	21,008	21,013
NO _x (ОКСИ)	ppm	0,001	1,00	8,00	14,00	21,00	30,00	25,00	31,00	33,00	34,00	34,00	34,00	36,00
NO _x (Testo)	ppm	0,001	1,00	4,00	9,00	18,00	27,00	22,00	22,00	31,00	27,00	38,00	29,00	31,00
CO	ppm	247,00	279,00	356,00	362,00	235,00	147,00	210,00	44,00	34,00	791,00	360,00	286,00	70,00
O ₂	%	18,40	17,40	14,70	12,70	9,40	5,40	8,80	6,50	4,90	2,40	3,80	4,40	6,30
CO ₂	ppm	1,40	1,90	3,40	4,60	6,50	9,20	6,70	7,80	9,00	10,10	9,60	9,20	8,40
α		8,07	5,83	3,44	2,59	1,82	1,23	1,75	1,50	1,32	1,16	1,22	1,25	1,41

Таблиця 3 – Результати експериментальних даних для суміші пропан-бутан з воднем 50% на 50%, 20 кВт

$G_{np-b} \cdot 10^4$	кг/с	3,774	3,78	3,74	3,7	3,63	3,7	3,7	3,67	3,63
$G_{H_2} \cdot 10^5$	кг/с	2,278	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,31	2,28
$G_{сум}$	м³/год	1,661	1,661	1,657	1,65	1,638	1,65	1,65	1,662	1,639
$W_{сум}$	м/с	12,2	12,22	12,2	12,14	12,06	12,15	12,15	12,24	12,08
G_n	кг/с	0,046	0,025	0,018	0,016	0,014	0,013	0,011	0,01	0,01
W_n	м/с	7,80	4,30	3,15	2,80	2,45	2,15	1,90	1,66	1,55
q		1,44	5,61	10,14	12,25	15,10	21,52	29,62	40,73	44,83
N	кВт	21,67	21,68	21,56	21,36	21,03	21,36	21,36	21,28	21,03
NO _x (ОКСИ)	ppm	8,00	16,00	26,00	30,00	36,00	43,00	52,00	55,00	49,00
NO _x (Testo)	ppm	3,00	8,00	18,00	23,00	39,00	40,00	47,00	48,00	49,00
CO	ppm	170,00	152,00	102,00	51,00	25,00	11,00	4,00	70,00	1266,00
O ₂	%	17,90	150	12,80	12,20	11,00	9,20	6,90	4,70	3,60
CO ₂	ppm	1,90	3,90	5,20	5,80	6,30	7,60	9,10	10,50	11,10
α		6,77	3,44	2,56	2,33	2,10	1,76	1,50	1,28	1,22

Таблиця 4 – Результати експериментальних даних для пропан-бутану, 20 кВт

$G_{np-\delta} \cdot 10^4$	кг/с	4,084	4,03	4,12	4,13	4,11	4,03	4,03	4,03	4,22
$G_{np-\delta}$	м³/год	0,714	0,706	0,721	0,723	0,719	0,706	0,706	0,706	0,738
$W_{np-\delta}$	м/с	5,618	5,55	5,67	5,69	5,66	5,56	5,56	5,56	5,8
G_n	кг/с	0,047	0,032	0,020	0,017	0,014	0,011	0,009	0,010	0,010
W_n	м/с	7,90	5,45	3,48	2,85	2,43	1,92	1,50	1,72	1,72
q		1,36	3,17	7,84	12,66	17,48	24,99	38,13	31,68	35,32
N	кВт	19,84	19,61	20,03	20,09	19,98	19,62	19,62	19,62	20,50
NO _x (ОКСИ)	ppm	8,00	13,00	17,00	22,00	31,00	39,00	39,00	40,00	41,00
NO _x (Testo)	ppm	4,00	5,00	12,00	14,00	22,00	39,00	40,00	39,00	41,00
CO	ppm	190,00	182,00	161,00	136,00	70,00	12,00	127,00	956,00	161,00
O ₂	%	17,80	16,30	13,60	12,10	9,60	7,20	4,10	5,50	5,50
CO ₂	ppm	2,00	3,00	4,80	5,90	7,40	8,80	10,80	10,00	10,20
α		6,56	4,28	2,72	2,14	1,82	1,52	1,23	1,35	1,28

ДОДАТОК Г

Деякі горючі характеристики метану, CH_4 і водню, H_2 ($t=20^\circ\text{C}$) [29]

Назва горючої х-ки	Од. вим.	Величина х-ки	
		CH_4	H_2
Нижча теплота згоряння	МДж/м ³	35,88	10,79
Індекс Воббе (нижчий)	МДж/м ³	48,22	41,02
Межі спалахування у суміші з повітрям:	% об.		
- нижча, X_n		5,0	4,0
- вища, X_v		15,0	75,0
Теоретичні витрати повітря на горіння	м ³ /м ³	9,52	2,38
Температура горіння (жаропродуктивність)	°C	2043	2235
Об'єм продуктів згоряння ($\alpha=1$)	м ³ /м ³	10,52	2,88
Максимальна швидкість розповсюдження (поширення) полум'я	м/с	0,37	2,67
Коефіцієнт надлишку повітря α на межах спалахування:	-		
- нижній межі спалахування		1,8	9,8
- верхній межі спалахування		0,65	0,15
Густина	кг/м ³	0,71	0,089

ДОДАТОК Д

Горючі характеристики суміші природного газу і водню [29]

Найменування характеристики суміші	Од. вим.	Вміст Н ₂ у суміші, %об.		
		10	30	50
Густина	кг/м ³	0,65	0,52	0,4
Теплота згоряння нижча	МДж/м ³	33,38	28,36	23,33
Індекс Воббе за нижчою теплою згоряння	МДж/м ³	46,95	44,37	41,81
Відмінність індекса Воббе суміші від індекса Воббе природного газу (48,22)	%	2,6	8,0	13,2
Межі спалахування	%об.			
-нижня		4,9	4,6	4,4
-верхня		16,3	19,7	25,0
Коефіцієнт надлишку повітря на межах спалахування	-			
-на нижній межі спалахування		2,2	2,70	3,62
-на верхній межі спалахування		0,58	0,55	0,5
Швидкість проскоку полум'я	м/с	0,19	0,26	0,37
Граничний коефіцієнт надлишку повітря на межі утворення жовтих пробличків полум'я	-	0,21	0,19	0,17
Теоретична потреба у повітрі для повного згоряння (стехіометрична кількість повітря)	м ³ /м ³	8,8	7,4	5,9
Об'єм продуктів повного згоряння ($\alpha=1,15$)	м ³ /м ³	11,1	9,3	7,6
Склад продуктів повного згоряння	%об.			
-водяна пара Н ₂ О		167,1	18,2	19,8
Азот, N ₂		72,3	71,8	71,2
Кисень О ₂		2,5	2,4	2,4
Діоксид вуглецю, СО ₂		8,1	7,5	6,6

ДОДАТОК Е

Розрахунок викидів CO₂ за ГКД 34.02.305-2002

Таблиця 1 – Перерахунок характеристик природного газу та сумішей

	Природний газ	Природний газ + водень (25%)	Природний газ + водень (50%)	Природний газ + водень (75%)
$m_{C_nH_m} = \rho_{C_nH_m} \cdot 0,01(C_nH_m)$, кг/м ³				
CH ₄	0,6472282	0,48542115	0,3236141	0,16180705
C ₂ H ₆	0,07701738	0,057763035	0,03850869	0,019254345
C ₂ H ₄	0,0000472	0,0000354	0,0000236	0,0000118
C ₃ H ₆	0,0000724	0,0000543	0,0000362	0,0000181
C ₃ H ₈	0,01780135	0,013351013	0,008900675	0,004450338
C ₄ H ₁₀	0,00723447	0,005425853	0,003617235	0,001808618
C ₅ H ₁₂	0,00003219	2,41425E-05	0,000016095	8,0475E-06
N ₂	0,0241125	0,018084375	0,01205625	0,006028125
CO ₂	0,042522564	0,031891923	0,021261282	0,010630641
CO	0,0011	0,0011	0,0011	0,0011
H ₂		0,0225	0,045	0,0675
Густина газу, кг/м ³	0,816068254	0,635651191	0,454134127	0,272617064

Таблиця 2 – Розрахунок валового викиду діоксиду вуглецю

	Природний газ	Природний газ + водень (25%)	Природний газ + водень (50%)	Природний газ + водень (75%)
Масовий елементний склад сухого газоподібного палива				
Вуглець, С ^r	71,0475918	68,4283476	63,8873746	53,2993546
Масова нижча теплота згоряння				
Q_i^r , МДж/кг	45,176	48,564	54,77	69,24
Показник емісії вуглекислого газу під час спалювання органічного палива				
k_{CO_2} , г/ГДж	57377,1	51406,47	42556,8	28084,09
Валовий викид діоксиду вуглецю				
E_{CO_2} , т	32,86	29,96	25,00	17,5