

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ  
ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Навчально-науковий інститут атомної та  
теплової енергетики  
Кафедра теплоенергетики

«На правах рукопису»  
УДК24.144.21246

«До захисту

допущено»

Завідувачка кафедри

\_\_\_\_\_ Ольга ЧЕРНОУСЕНКО  
(підпис) (ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**Магістерська дисертація на  
здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Підвищення ефективності використання вуглеводневих  
палив у вогнетехнічному устаткуванні шляхом вдосконалення  
технології горіння».

Виконав : студент ІІ курсу, групи ТУ-21мн

Орловський Богдан Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

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

(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теплоенергетики

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ОНП «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»

«До захисту допущено»

Завідувачка кафедри \_\_\_\_\_

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис) (ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**1 ЗАВДАННЯ на магістерську дисертацію студента**

Орловського Богдана Олеговича

(прізвище, ім'я, по батькові)

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

1. Тема дисертації: «Підвищення ефективності використання вуглеводневих палив у вогнетехнічному устаткуванні шляхом вдосконалення технології горіння», науковий керівник дисертації Сірий Олександр Анатолійович, к. т. н., доцент. затверджений наказом по університету від « XX » 2024 р. №

2. Термін подання студентом дисертації 15.05.2024р.

3. Об'єкт дослідження: котел КБНГ-2,5

4. Предмет дослідження: різні види палива –природний газ та водень.

5. Перелік завдань, які необхідно розробити

- 1) Огляд літературних джерел та ознайомлення із світовими тенденціями в цьому напрямі.
- 2) Ознайомлення з наявними технологіями горіння
- 3) Ознайомлення з наявними технологіями зменшення викидів та спалювання палива.
- 4) Перегляд основних методів використання водню в якості палива
- 5) .Огляд способів зберігання та транспортування водню

- 6) Перегляд робочого процесу пального пристроїв
- 7) Виконати розрахунки викидів забруднюючих речовин.
- 8) Скласти графіки отриманих даних.
- 9) Оформлення та подання дисертації

8. Дата видачі завдання 13.03.2024

### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Огляд літератури та публікацій, які стосуються видобутку та спалювання водню	12.03.2024	
2.	Аналіз статей про технології спалювання різних видів палива	20.03.2024	
3.	Ознайомлення з технологіями спалювання у вогнетезнічних пристроях	27.03.2024	
4.	Перегляд наявних способів обчислення шкідливих викидів при спалюванні природного газу та водню	10.04.2024	
5.	Проведення порівняльних розрахунків та створення графіків для різних технологій спалювання	17.04.2024	
6.	Складання номограм на основі отриманих даних	03.05.2024	
7.	Оформлення та подання дисертації	12.05.2024	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Богдан Орловський  
(ім'я, прізвище)

Науковий керівник

\_\_\_\_\_ (підпис)

Олександр Сірий  
(ім'я, прізвище)

**Пояснювальна записка  
до магістерської дисертації**

на тему: «Підвищення ефективності використання вуглеводневих палив у  
вогнетехнічному устаткуванні шляхом вдосконалення технології горіння»

Київ – 2024 р.

## Анотація

Магістерська дисертація на тему «Підвищення ефективності використання вуглеводневих палив у вогнетехнічному устаткуванні шляхом вдосконалення технології горіння» присвячена аналізу та вдосконаленню методів спалювання газоподібних палив з метою підвищення їхньої ефективності та екологічності. Основна увага приділяється використанню водню як добавки до традиційних вуглеводневих палив для зменшення викидів шкідливих речовин та покращення теплотехнічних характеристик горіння. У роботі розглянуто сучасні методи видобутку, зберігання та транспортування водню, а також досліджено вплив водневих сумішей на процеси горіння та емісійні показники. Експериментальні дослідження включають аналіз роботи пальникових пристроїв на різних сумішах метану та водню, що дозволило визначити оптимальні умови для зниження викидів NO<sub>x</sub> та CO. Результати досліджень можуть бути використані для вдосконалення технологій спалювання вуглеводневих палив у промислових та побутових умовах. Підвищення ефективності використання вуглеводневих палив у вогнетехнічному устаткуванні шляхом вдосконалення технології горіння

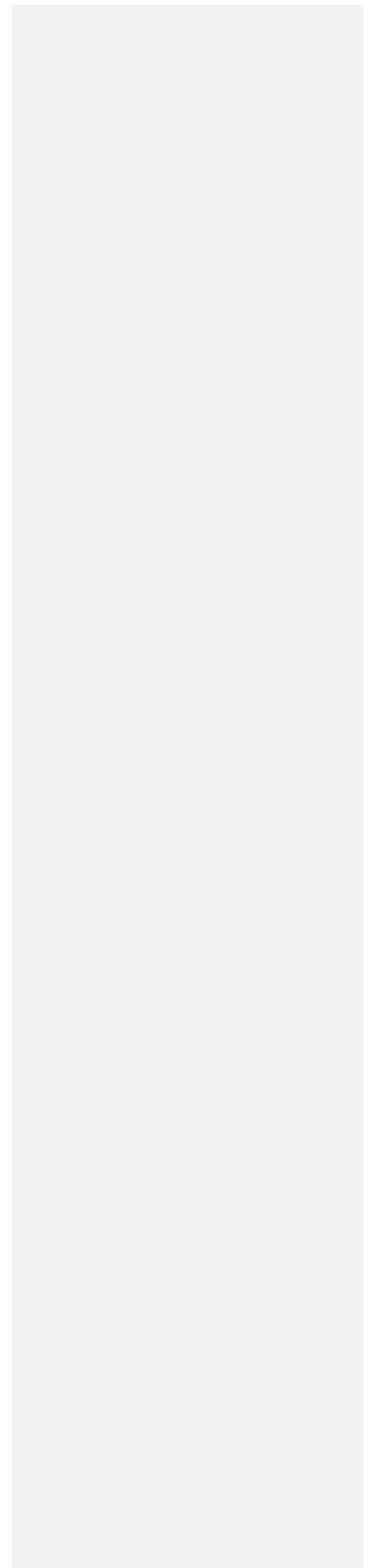
### Анотація (АНГЛІЙСЬКОЮ)

The master's thesis on the topic "Improving the Efficiency of Hydrocarbon Fuel Utilization in Combustion Equipment through the Enhancement of Combustion Technology" is dedicated to analyzing and improving combustion methods of gaseous fuels to enhance their efficiency and environmental friendliness. The primary focus is on using hydrogen as an additive to traditional hydrocarbon fuels to reduce harmful emissions and improve the thermal characteristics of combustion. The study examines current methods of hydrogen production, storage, and transportation, as well as the impact of hydrogen mixtures on combustion processes and emission characteristics. Experimental studies include the analysis of burner device performance on various methane-hydrogen mixtures, identifying optimal conditions for reducing NO<sub>x</sub> and CO emissions. The research results can be applied to improve combustion technologies of hydrocarbon fuels in industrial and domestic settings.

## ЗМІСТ

<b>1 ЗАВДАННЯ на магістерську дисертацію студента.....</b>	<b>2</b>
Зміст.....	7
<b>Вступ.....</b>	<b>9</b>
<b>1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНОЇ ІНФОРМАЦІЇ.....</b>	<b>12</b>
1.1 Видобуток водню.....	12
1.2 Використання водню в якості палива.....	14
1.3 Зберігання та транспортування водню.....	21
1.4 Аналіз впливу метан-водневої суміші на екологічні показники спалювання..	28
1.5 Підходи до мінімізації викидів оксидів азоту.....	33
1.6 Струменево-нішева технологія спалювання палива.....	36
<b>2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА І МЕТОДИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....</b>	<b>43</b>
2.1 Опис експериментального обладнання для проведення досліджень.....	43
2.2 Методика проведення досліджень.....	44
2.3 Методика обробки експериментальних даних.....	49
2.4 Оцінка похибок вимірювання.....	54
2.5 Висновки до розділу.....	57
<b>3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ суміш пропан-бутану ПАЛИВ З ВОДНЕМ.....</b>	<b>58</b>
3.1 Дослідження сталості горіння суміш пропан-бутану з воднем в умовах СНС	58
<b>4 Визначення можливостей покращення показників ефективності робочого процесу</b>	<b>72</b>
4.1 Водогрійні котли КБНГ-2,5.....	72
4.2 Теплотехнічна частина.....	73
4.3 Екологічна частина.....	74
4.4 Прогнозування емісії котла при використанні методів технологічного впливу	89
4.5 Висновки до розділу.....	91

<b>5 Висновки .....</b>	<b>92</b>
<b>6 СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>	<b>94</b>
<b>7 ДОДАТКИ .....</b>	<b>102</b>



## ВСТУП

### **Актуальність теми**

Сучасний розвиток енергетики вимагає підвищення ефективності та екологічної безпеки використання вуглеводневих палив. Одним із перспективних напрямків є вдосконалення технологій горіння за рахунок додавання водню до паливних сумішей. Використання водню дозволяє знижувати викиди оксидів вуглецю (CO) та діоксиду вуглецю ( $\text{CO}_2$ ), але при цьому виникає проблема підвищення концентрацій оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ), що потребує додаткових заходів для контролю емісій.

**Об'єктом досліджень** є процеси горіння сумішевих палив з додаванням водню у струменево-нішевих пальниках.

**Предметом досліджень** є вплив геометричних та режимних факторів робочого процесу котельного устаткування, оснащеного струменево-нішевими технологіями (СНТ), на емісійні та теплотехнічні показники устаткування.

**Метою роботи** є дослідження існуючих технологій спалювання вуглеводневих палив, вивчення впливу водню як додаткового компонента на процеси горіння та емісійні характеристики, а також розробка рекомендацій щодо підвищення ефективності та екологічної безпеки вогнетехнічного устаткування.

### **Завдання дослідження**

1. Провести огляд літературних джерел та ознайомитися зі світовими тенденціями у сфері використання водню як палива.
2. Дослідити існуючі технології горіння вуглеводневих палив.
3. Ознайомитися з наявними технологіями зменшення викидів та оптимізації спалювання палива.
4. Проаналізувати основні методи використання водню як палива та його вплив на емісійні характеристики.
5. Виконати експериментальні дослідження роботи пальникових пристроїв на сумішах природного газу та водню.

6. Провести розрахунки викидів забруднюючих речовин при різних режимах горіння.

7. Розробити рекомендації щодо вдосконалення технологій спалювання вуглеводневих палив.

### **Наукові результати**

Серед наукових результатів магістерської дисертації, отриманих вперше, можна відзначити такі:

1. Дослідження впливу водню на емісійні характеристики: Встановлено, що додавання водню до метану підвищує концентрацію NOx у продуктах згорання через підвищення температури полум'я. Це вимагає впровадження додаткових заходів контролю емісій, таких як рециркуляція відхідних газів, зволоження повітря та селективне некаталітичне відновлення.

2. Методика оцінки ефективності спалювання: Розроблено методику оцінки ефективності спалювання сумішей водню з природним газом у вогнетехнічних установках, що дозволяє визначити оптимальні умови для зниження викидів NOx та CO.

3. Оптимальні умови горіння: Визначено оптимальні умови для зниження викидів NOx та CO при використанні водневих сумішей, зокрема оптимальні пропорції водню у паливній суміші та відповідні режимні параметри горіння.

### **Практичне значення одержаних результатів**

1. На основі практичних результатів сформульовано рекомендації щодо підвищення екологічних показників вогнетехнічного устаткування. Результати досліджень можуть бути використані для вдосконалення технологій спалювання у промислових та побутових умовах.

2. У результаті розрахункових та експериментальних досліджень отримано покращення екологічних характеристик спалювання вуглеводневих палив, що дозволяє знижувати викиди шкідливих речовин та підвищити ефективність використання енергоресурсів.

Таким чином, дана магістерська дисертація спрямована на вирішення актуальних проблем підвищення ефективності та екологічної безпеки використання вуглеводневих палив у вогнетехнічному устаткуванні. Результати досліджень і розроблені рекомендації можуть бути застосовані для вдосконалення технологій спалювання в промислових та побутових умовах, що є важливим кроком на шляху до сталого розвитку енергетики та зменшення негативного впливу на навколишнє середовище.

## 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

### 1.1 Видобуток водню

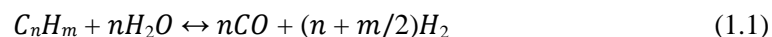
Водень можна виробляти за допомогою різних технологій, включаючи використання як відновлюваних джерел енергії, так і викопних палив. Виробництво водню з викопних джерел включає такі процеси, як парове реформування, часткове окислення, автотермічне реформування та газифікація. Тим часом, отримання водню з відновлюваних джерел можливе через газифікацію біомаси або біопалив, а також через електроліз води з використанням сонячної або вітрової енергії.

Екстракція водню з вуглеводнів, зокрема з природного газу, може бути здійснена за допомогою трьох основних хімічних процесів [1]: 1) парове реформування метану (SMR), 2) часткове окислення (POX), та 3) автотермічне реформування (ATR). В кожному з цих процесів використовуються додаткові реагенти. Наприклад, у процесі SMR водяна пара реагує з вуглеводнем у ендотермічній реакції, тоді як у POX кисень виступає як реагент, запускаючи екзотермічну реакцію. Комбінація SMR та POX визначає процес ATR.

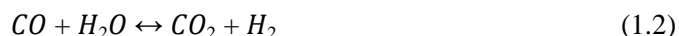
#### 1.1.1 Парова реформінг метану (steam methane reforming)

Метод парового реформування метану (steam methane reforming) є високоефективним для виробництва водню, демонструючи ефективність близько 74% за приблизною ціною 1,8 долара за кілограм [2]. Цей метод вважається найекономічнішим комерційним способом виробництва водню. Процес SMR охоплює кілька етапів: видалення домішок, каталітичне перетворення у синтез-газ, водогазову зміну (WGS) та метанізацію або очищення газу. Для забезпечення високої якості водню та уникнення коксування каталізатора, оптимальні параметри реакції встановлюються на рівні температури 700-850 °C, тиску 3-25 бар і співвідношення пара до вуглецю 3,5. Використовуються каталізатори на основі недорогих металів, зокрема нікелю, або дорогоцінних металів, таких як платина та родій. Проте через

значні обмеження з маси та теплопередачі, ефективність каталізаторів залишається низькою, близько 5%, тому перевага надається недорогими металами. На останньому етапі, водень, утворений у хімічній реакції. Очищення здійснюється через адсорбційну установку зі змінним тиском [3]. Головні хімічні реакції, що відбуваються під час конверсії метану, включають такі:



WGS:



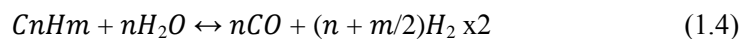
Метанізація:



#### 1.1.2 Часткове окислення (partial oxidation)

У процесі часткового окислення (partial oxidation), водень утворюється шляхом взаємодії пари, кисню та вуглеводнів. Цей метод може бути реалізований як з використанням каталізаторів, так і без них. Однією з переваг не каталітичного методу POX є його висока стійкість до сірки порівняно з SMR. Температурні діапазони для цього процесу варіюються від 1150 до 1315 °C, а для забезпечення повної конверсії та зменшення викидів вуглецю або сажі може досягати 1300-1500 °C. Сировиною можуть слугувати різноманітні джерела, від метану до важкої нафти та вугілля. У каталітичному варіанті POX робоча температура становить приблизно 950 °C, при цьому як сировина також може використовуватися все від метану до нафти. Для POX використовують наступні реакції:

Конверсія:



WGS:



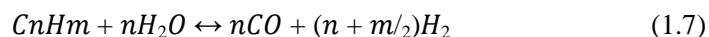
Метанізація:



### 1.1.3 Автотермічна конверсія (autithermal reforming)

Автотермічне реформування (autithermal reforming) є комбінацією процесів SMR (парової конверсії метану) та POX (часткового окиснення), де часткове окиснення використовується для забезпечення необхідного тепла, тоді як парова конверсія сприяє підвищенню виробництва водню [4]. Ця комбінація забезпечує термічно нейтральний процес. Автотермічне реформування (ATR) працює ефективно за умови, що співвідношення кисню до палива регулюється протягом визначеного часу, щоб запобігти утворенню коксу на каталізаторі, а також для контролю температури реакції та складу газу. [5]. Температура газу на виході з реактора ATR коливається від 950 °C до 1 100 °C, при цьому тиск у системі може досягати 100 бар.

В автотермічному реформуванні (ATR) реакції реформінгу та окислення відбуваються одночасно, що ілюструється наступною формулою: В ATR реакція реформінгу та окислення відбувається одночасно, як показано у наступній формулі:



## 1.2 Використання водню в якості палива

Останніми роками, з бурхливим розвитком економіки та суспільства, зростає світовий попит на енергію, змінюється енергетична структура. За даними ВР 2020 [6], загальне зростання споживання первинної енергії сповільнилося, але споживання відновлюваної енергії значно зросло. Крім того, неухильно зростає і розвиток газової промисловості. Воднева енергетика, як важлива відновлювана енергетика, спільно підтримується глобальним трендом чистої та низьковуглецевої енергетики та прогресом водневої енергетичної технології. У зв'язку з масштабним використанням водневої енергетики, глобальна CO<sub>2</sub> До 2050 року викиди скоротяться на 20% [7]. В даний час розробка і будівництво мережі газопроводів досягли зрілості, і в них можна змішувати водень для утилізації, а запаси енергії величезні. Мелайна [8] вказала, що ризик дещо зростає, коли в газопроводі змішується 50% водню, але значно зростає,

коли газ змішується з більш ніж 50% водню. Полман [10] та ін. проаналізували ризик змішування водню в трубопроводах і виявили, що за умови ефективного нагляду немає ризику вибуху, коли об'ємна частка водню, змішаного в газопроводах, становить менше 25%. Мелаїна [9] та ін. у ході досліджень зробили припущення, що додавання водню у відносно низькій концентрації (5-30% за об'ємом) в існуючу газопровідну мережу не матиме значного впливу. Інші дослідження вивчали ламінарну швидкість горіння газу, змішаного з воднем і низькою теплотворною здатністю, та показали, що збільшення концентрації водню прискорить швидкість горіння ламінарного полум'я і збільшить його нестабільність. Ленг Сяньїнь [12] та ін. вивчили вплив змішування водню в камері попереднього згорання високопотужного середньошвидкісного двигуна на природному газі на згорання і викиди і прийшли до висновку, що 10% коефіцієнт змішування водню є найбільш підходящим для двигунів. Чжао Жуй [13] вивчав вплив змішування водню з морським природним газовим моторним паливом на характеристики згорання та викиди і виявив, що змішування водню може значно зменшити викиди CO, але має обмежений вплив на NO<sub>x</sub> Викидів. Ван Цзіньхуа [14] та ін. виявили, що змішування водню прискорює швидкість хімічної реакції горіння і зменшує вміст незгорілих вуглеводнів в метані за допомогою експерименту з ламінарною швидкістю полум'я метан-водень-повітря.

В даний час дослідження згорання з водневою сумішшю в основному націлені на двигуни. Відповідні дослідження дійшли попередніх висновків з деяких питань, таких як спалювання за допомогою водню збільшить швидкість горіння полум'я та зменшить CO та CO<sub>2</sub> Викидів. Дослідження впливу спалювання зі змішаним воднем на NO<sub>x</sub> Викиди ще не дійшли єдиного висновку, і механізм згорання з воднем, змішаного з викидами сажі, потребує подальшого вивчення.

Відомо, що якість горіння горючих газів у потоці значною мірою залежить від взаємодії режимних параметрів та властивостей палива. Параметри, такі як об'єми споживання газу і повітря, коефіцієнт надлишку повітря ( $\alpha$ ), теплове навантаження на газоспалювальний агрегат та швидкість подачі газу та повітря, впливають на умови

горіння і можуть спричинити проскок або відрив полум'я. Характеристики палива, такі як нормальна швидкість горіння  $U_n$ , концентраційні межі поширення полум'я та межі займання, також відіграють ключову роль у процесі. Зокрема, швидкість поширення полум'я, швидкість газоповітряної суміші на виході з пальника, а також ефективність процесів стабілізації факела та теплове навантаження пальника визначають ситуації, при яких може відбутися проскок або відрив полум'я.

Існує значний інтерес до вивчення нормальної швидкості горіння сумішей водню з повітрям [15]. Встановлено, що максимальні показники нормальної швидкості полум'я

$U_n$  для воднево-повітряних сумішей значно перевищують такі для метаноповітряних сумішей при стандартних умовах ( $U_n=36$  см/с), що вказує на особливості процесів горіння різних видів палива. Ця різниця у швидкостях горіння обумовлена концентрацією та кінетикою формування радикалів, таких як H, O, OH, які впливають на перебіг процесу [14]. Таким чином, нормальна швидкість горіння водневих і метанових сумішей залежить не лише від температури, тиску і коефіцієнта надлишку повітря, а й від концентрації водню  $nH_2$  та інших компонентів у газовій суміші  $nX$ .

Нормальна швидкість полум'я є функцією наступних параметрів:

$$U_n=f(T, P, \alpha, nH_2, nX), \quad (1.8)$$

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

У роботі [15] досліджено горіння метаноповітряних сумішей за звичайних умов і коефіцієнта надлишку повітря від 0,6 до 1,5 з додаванням водню до 40% (рис. 1.1).

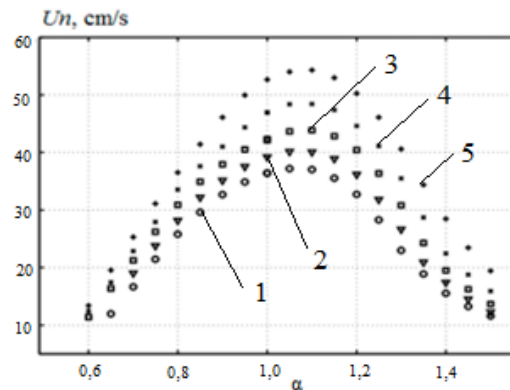


Рисунок 1.1 – Залежність нормальної швидкості полум'я  $U_n$  сумішей водень-метан-повітря від співвідношення коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha$  за нормальних умов: концентрація водню: 1 – 0%; 2 – 10%; 3 – 20%; 4 – 30%; 5 – 40% [15]

Ламінарну швидкість полум'я вимірювали за методом теплового потоку. Усі суміші показали схожі результати, і було виявлено, що введення водню значно підвищує нормальну швидкість полум'я. Для стехіометричних сумішей ця швидкість зросла 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 ( $H_2=40\%$ ).

Детальний аналіз показав, що змішане паливо має нижчу енергію активації, вищу швидкість розповсюдження полум'я, більшу реакційну здатність та вищу температуру горіння порівняно з чистим метаном, що робить суміш потенційно небезпечнішою.

В дослідженні [16] було проведено експериментальну оцінку впливу концентрації водню на нормальну швидкість розповсюдження полум'я метановодневого палива з повітрям за методом Гуї-Міхельсона. Концентрація водню змінювалася від 0% до 70% за об'ємом. Теплофізичні властивості горіння метану та водню були представлені у таблиці 1.1, а нормальна швидкість полум'я  $U_n$  була розрахована за методом Гуї-Міхельсона, відповідно до формули (1.9).

$$U_n = \frac{V}{\pi R \sqrt{H^2 + R^2}} \quad (1.9)$$

де  $V$  – об'ємна витрата суміші метановодневого палива з повітрям, м<sup>3</sup>/с;  $H$  – висота полум'я, м;  $R$  – радіус пальника, м.

Таблиця 1.1 – Теплофізичні властивості спалювання метану та водню [16]

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

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

Результати експерименту виявили, що швидкість горіння збільшується зі зростанням концентрації водню у паливі, при цьому апроксимація даних вказує на квадратичну залежність [16]. Водночас, в наукових джерелах існують суперечливі думки щодо характеру залежності нормальної швидкості полум'я. Загальноприйняте правило стверджувало, що для сумішей зі швидкістю полум'я понад 100 см/с при атмосферному тиску швидкість горіння збільшується зі зростанням тиску, тоді як для сумішей зі швидкістю менше 50 см/с швидкість горіння зменшується з тиском. Проте, автори в [17] спростували це емпіричне правило для сумішей, що містять водень, демонструючи, що при підвищенні тиску нормальна швидкість полум'я не тільки не зменшується, а й може збільшуватися під певними умовами.

Стабільність горіння обмежена зонами проскоку та утворенням продуктів хімічного недопалу. На діаграмі (рис. 1.2), яка показує відношення теплової потужності (в кВт) до кількості первинного повітря ( $\alpha_1$ ), чітко виділені ці зони [18].

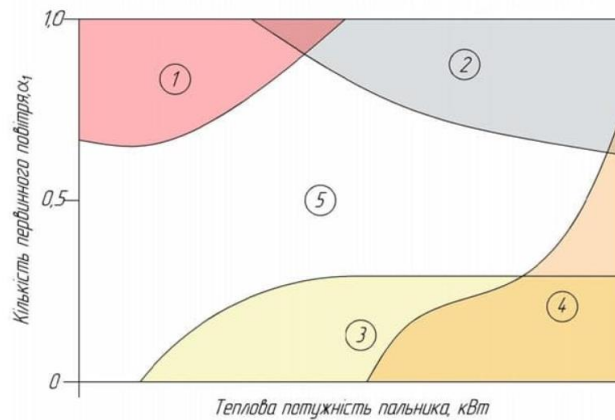


Рисунок 1.2 – Діаграма американської газової асоціації (AGA) ефективного згоряння газу: 1 – зона проскоку полум’я; 2 – зона відриву полум’я; 3 – зона утворення жовтих проблісків полум’я; 4 – зона утворення продуктів хімічного недопалу; 5 – зона стабільного і ефективного згоряння газу [17]

Згідно [19], 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 .

Визначення індекса Воббе виконується згідно залежності (1.10):

$$W_i = \frac{H_i}{\sqrt{d}} = \frac{H_i}{\sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_n}}} \quad (1.10)$$

де  $H_i$  – нижча теплота згоряння горючого газу, МДж/м<sup>3</sup>;  $d$  – відносна густина горючого газу;  $\rho_g$ ,  $\rho_n$  – густина горючого газу і повітря на спалювання за однакових умов, кг/м<sup>3</sup>.

У Додатку 3 представлено порівняння фізико-хімічних властивостей метану, основного компонента природного газу, та водню. З таблиці видно, що різниця у горючих характеристиках між метаном і воднем є значною. Витрати повітря для забезпечення повного згоряння і об’єм продуктів згоряння відрізняються в чотири

рази, швидкість розповсюдження полум'я — у сім разів, а кількість первинного повітря, необхідного для запобігання проскоку, — також у чотири рази [18]. Відмінність індекса Воббе між метаном та воднем складає 15%, тоді як нормована величина становить 5%.

Зі збільшенням концентрації водню у газовій суміші спостерігається розширення діапазону між нижньою і верхньою межею горіння. За даними Додатку 4, для суміші з 20-25% об'ємного вмісту водню, значення індекса Воббе залишаються в допустимих межах, що дозволяє уникнути змін у конструкції пальника. Однак, при додаванні водню понад 25%, необхідно внести зміни в конструкцію та режим роботи пальника.

Також важливо враховувати зміни в характері теплообміну у топкових пристроях при додаванні водню. Як показано у Додатку 4, для суміші з до 30% об'ємного вмісту водню, об'єм продуктів згоряння зменшується, з одночасним зниженням вмісту CO<sub>2</sub>.

Отже, аналізуючи основні характеристики водню як палива для вогнетехнічного устаткування, можна зробити висновок, що максимальні значення нормальної швидкості горіння суміші метан-водень перевищують відповідне значення для стехіометричних метаноповітряних сумішей у 7-9 разів. Різниця у швидкості горіння метану і водню пов'язана з різницею в концентрації і кінетиці утворення радикалів H, O, OH. Додавання водню до метаноповітряної суміші не тільки збільшує швидкість горіння, але й зменшує ширину фронту полум'я і розширяє діапазон між нижньою і верхньою і верхньою межею горіння, особливо в області збагачених сумішей. Сумішне паливо вимагає нижчої енергії запалювання і характеризується вищою температурою горіння. Дослідження показують, що додавання водню до метану покращує стійкість полум'я, значно зменшує утворення CO без суттєвого впливу на викиди NO<sub>x</sub>. Аналіз індекса Воббе в різних дослідженнях підтверджує, що при переході пальника на спалювання суміші метан-водень із вмістом водню понад 25% необхідно адаптувати конструкцію та режим роботи пальника для оптимальної ефективності.

### 1.3 Зберігання та транспортування водню

Впровадження галузевої політики щодо використання водню в масштабах великої промисловості передбачає розробку ефективних рішень для упаковки, зберігання та транспортування водню від місць виробництва до кінцевих споживачів. Тому критично важливо провести дослідження, щоб забезпечити, що використовувані матеріали для зберігання водню, деякі з яких показані на Рисунку 1.3, є безпечними, надійними та економічно вигідними.

Науковці розглядають не лише традиційні методи зберігання, як-от використання газових балонів високого тиску для стисненого водню та зберігання рідкого водню, але й інші технології, такі як фізична сорбція  $H_2$  на матеріалах з високою питомою поверхнею, інтеркаляцію водню в метали і складні гідриди. Також розглядається використання металів для зберігання водню [20].

Одним з ключових критеріїв для систем зберігання водню є здатність до оборотного поглинання та виділення водню. Цей критерій оборотності виключає використання усіх ковалентних та споріднених сполук водень-вуглець, оскільки  $H_2$  може бути виділений лише при нагріванні до високих температур понад  $800\text{ }^\circ\text{C}$ ; в інших умовах вуглець може окислюватися [20].

#### 1.3.1 Стиснутий газ

Водень найчастіше зберігається шляхом стиснення в газові балони високого тиску, з максимальним робочим тиском до 20 МПа [21]. Сучасні водневі цистерни працюють при тиску від 5000 до 10,000 фунтів на квадратний дюйм [22]. Стиснення водню є ефективним методом зберігання, що забезпечує високу щільність енергії, яка збільшується з підвищенням тиску газу.

Ефективність зберігання водню залежить від гравіметричних і об'ємних характеристик. Історично використання балонів під тиском для зберігання водню

почалося в 1880 році, коли водень зберігався в кованих залізних балонах під тиском 12 МПа [23]. Сьогодні існує чотири основні типи посудин високого тиску для зберігання водню, як показано на Рисунку 1.4.

Тип I представляє собою металевий балон високого тиску, який переважно використовується в промисловості при тиску 20-30 МПа і має обмежену ефективність зберігання, здатний утримувати приблизно 1 мас. %  $H_2$ . Тип II включає циліндричну частину, обмотану композитним матеріалом з волокнистої смоли; Типи III та IV - це балони на основі композитних матеріалів (COPV дизайн), з волокнами, впровадженими в полімерну матрицю, як показано на Рисунку 1.5. Основна різниця між Типами III та IV полягає в тому, що Тип III має металевий вкладиш, тоді як Тип IV використовує полімерну або дуже тонку металеву гільзу.

Ідеальні матеріали для посудин високого тиску повинні мати високу міцність на розрив, низьку щільність і бути стійкими до реакції з воднем та його дифузії. На Рисунку 1.7 показано співвідношення між об'ємними щільностями водню, що зберігається в балонах, і співвідношенням товщини стінок до зовнішнього діаметру посудини, виготовленої з нержавіючої сталі з межею міцності на розрив 460 МПа.

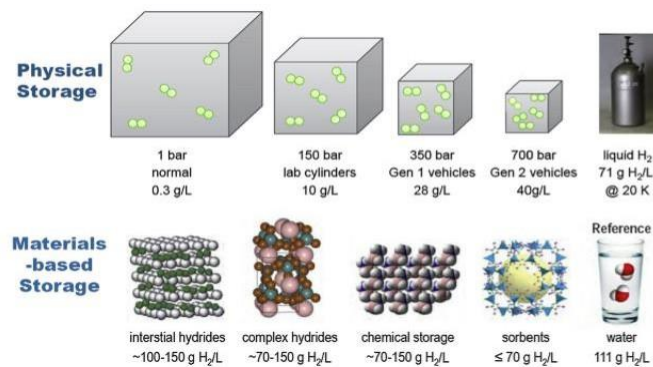
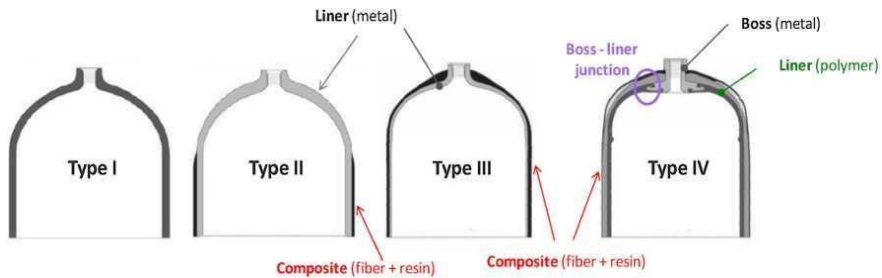
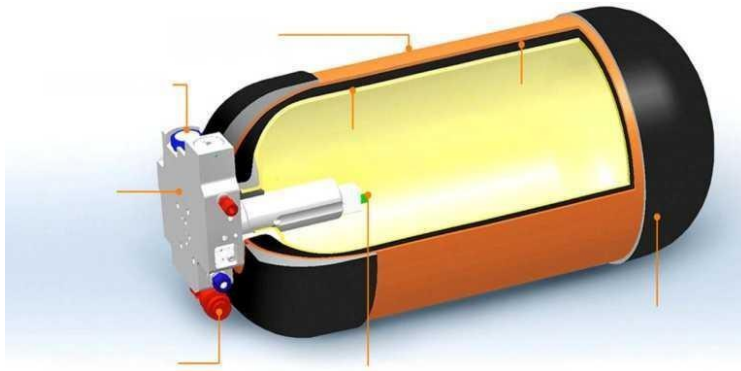


Рисунок 1.4. Ємність водню за різних систем його зберігання



[27] Рисунок 1.5 . Різні типи балонів зі стисненим воднем [23]



.Рисунок 1.6. Посудина під тиском типу IV для зберігання стисненого водню[28]

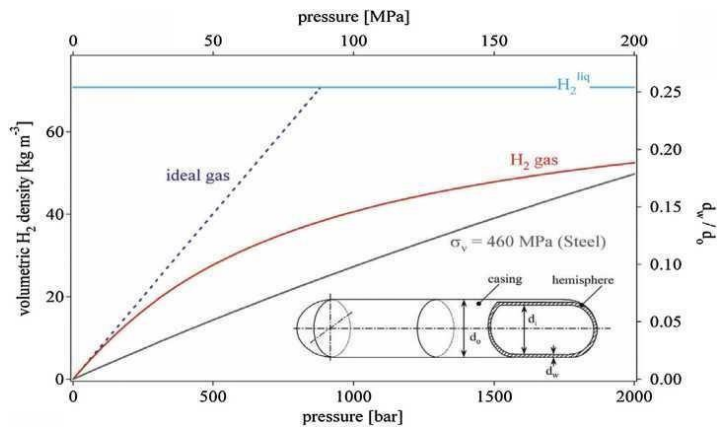


Рисунок 1.7 . Взаємозв'язок між товщиною судини і об'ємною щільністю водню [20].

### 1.3.2 Зріджений водень

Ще одна передова, але одночасно й традиційна технологія зберігання водню — це його скраплення при температурі  $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Цей метод вимагає значних енергетичних витрат, приблизно 40% збереженої енергії, на відміну від зберігання стисненого водню, де втрати становлять близько 10%. Перевагою криогенного водню є його висока щільність та ефективність зберігання [23].

Для підтримання температури  $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$  необхідно ефективно ізолювати посудини, використовуючи зовнішні захисні оболонки та внутрішні посудини під тиском. Теплопровідність між внутрішньою та зовнішньою посудиною можна мінімізувати за допомогою перліту або обмотки з алюмінієвої плівки. Через обмеження криогенного водню в якості вбудованого сховища, він часто використовується для транспортування газу у великих танкерах з ємністю понад 60000 л [23]. Крім того, швидкість випаровування водню залежить від геометричних факторів, таких як розмір, форма, товщина стінок, довжина та теплоізоляція посудини [20]. Таким чином, водень може зберігатися лише у відкритій системі.

Іншим методом зберігання водню є кріокомпресія, яка поєднує властивості стисненого газоподібного та криогенного водню. Цей метод спрямований на мінімізацію швидкості википання водню, забезпечуючи при цьому високу щільність енергії. Кріокомпресовані посудини здатні зберігати водень при криогенних температурах (20 K) і високому тиску, що не менше 30 МПа, як показано на Рисунку 1.8. [23].

Основними обмеженнями цих технологій зберігання водню є щільність енергії за об'ємом, вартість посудин під тиском і швидкість процесів заряду та вивільнення водню. Водень необхідно зберігати в великих посудинах під тиском через його низьку щільність. Вартість герметичних та криогенних резервуарів є вищою, оскільки для виготовлення резервуару потрібні складні композитні матеріали, такі як вуглецеве волокно, яке становить близько 75% від загальної вартості резервуару. Це призводить до збільшення загальної вартості водню в результаті великої кількості енергії,

витраченої на стиснення та скраплення водню. Також існують питання безпеки, особливо коли такі резервуари використовуються у густонаселених районах [20].

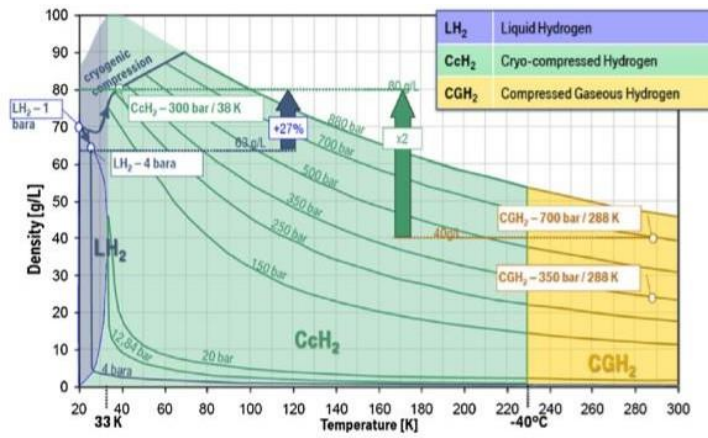


Рисунок 1.8. Крива залежності температури від щільності водню для стисненого водню, рідкого водню і криокомпресованого водню відповідно [26].

### 1.3.3 Металогідриди

Здатність гідридів металів поглинати та десорбувати водень у свою кристалічну решітку, як ілюстровано на Рисунку 2.6, вивчається при кімнатній температурі чи під час нагрівання резервуару. Ці матеріали здобули значну увагу як перспективні для зберігання  $H_2$ , демонструючи здатність зберігати водень з концентрацією 5-7 мас.%, особливо під час нагрівання до 2500 °C і вище[24]. Десорбція водню з гідридів металів вимагає температур у діапазоні 120-200 °C через сильну хімічну взаємодію між металом і воднем. Ключові характеристики гідридів металів як матеріалів для зберігання водню включають [25]:

- Висока густина водню.
- Велика ємність для зберігання водню (порівняно зі стисненим і рідким воднем).
- Надійний рівень безпеки.
- Високий ступінь чистоти водню.
- Відмінна зворотна продуктивність під час циклів зарядки та розрядки.
- Низькі витрати на експлуатацію та енергію при зберіганні.

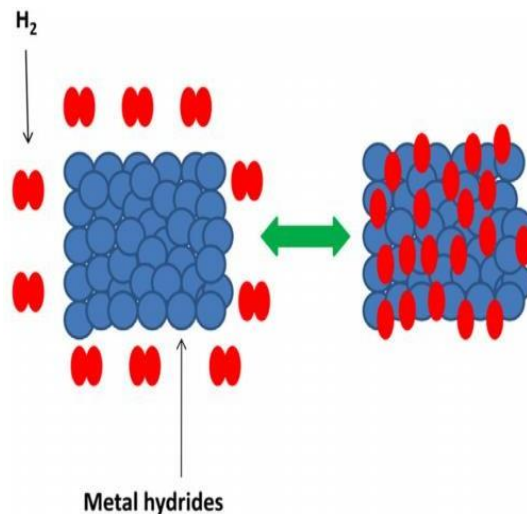
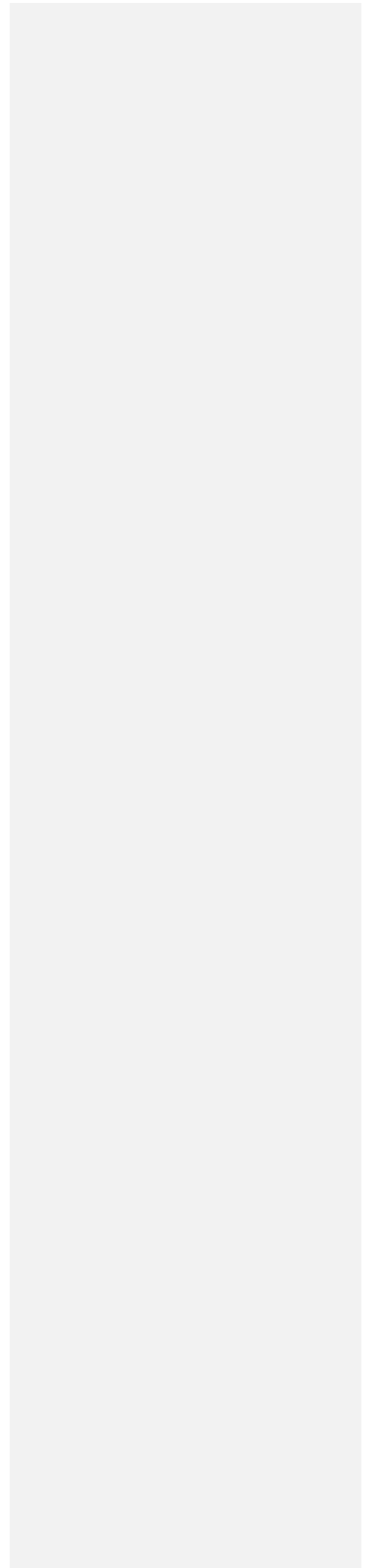


Рисунок 1.9 . абсорбція і десорбція водню в металогідриді [29].



#### 1.4 Аналіз впливу метан-водневої суміші на екологічні показники спалювання

Формування термічних оксидів азоту (NO<sub>x</sub>) залежить від трьох основних параметрів: температури в зоні горіння, коефіцієнту надлишку повітря і тривалості перебування продуктів горіння у зоні високих температур. Серед цих факторів, температура має найсуттєвіший вплив на утворення термічних NO. В електростанціях основною причиною виробництва оксидів азоту під час спалювання є реакція азоту з повітря з киснем при високій температурі. Дослідження вказують на те, що підвищення температури в зоні горіння веде до експоненційного збільшення концентрації оксидів азоту в продуктах згоряння. Механізм хімічних реакцій, що ведуть до утворення NO<sub>x</sub> при високих температурах, був детально описаний Я. Б. Зельдовичем. [30].

Дослідження показують, що при спалюванні суміші метану з воднем концентрація NO<sub>x</sub> варіюється від 76 до 112 мг/м<sup>3</sup> у порівнянні з середнім показником 200 мг/м<sup>3</sup> при спалюванні природного газу без систем контролю викидів. Це пов'язано з тим, що теплота згоряння метано-водневої суміші на 30-35% нижче, ніж у природного газу.

Час досягнення рівноважної концентрації оксиду азоту при температурі від 1800 до 1900 К становить від 23 до 4 секунд [31]. У котлах електростанцій тривалість перебування продуктів горіння є значно коротшою, тому рівноважні концентрації зазвичай не досягаються, і збільшення часу перебування в зоні горіння сприяє прямому збільшенню NO<sub>x</sub> [32] (рис. 1.10).

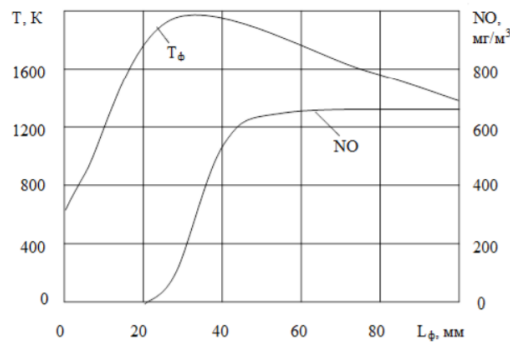


Рисунок 1.10 – Динаміка утворення термічних NO по довжині факела [35]

Також дослідження [33,34] підтверджують, що введення водню до метану підвищує концентрацію радикалів OH, що сприяє окисленню CO до CO<sub>2</sub>. У пальниках без готової паливної суміші спостерігалось збільшення утворення сажі та викидів CO та NO<sub>x</sub> через скорочення часу перебування і збільшення коефіцієнта надлишку повітря з додаванням водню. Вищий рівень викидів NO<sub>x</sub> частково зумовлений підвищенням температури полум'я, яке відбувається при збільшенні вмісту водню у паливній суміші.

Шін та Лю у своїх дослідженнях [35] вивчали вплив додавання водню на продуктивність пальника, коли метан спалюється. Залежно від кількості водню, що додається від 0% до 90%, спостерігалось, що додавання водню при фіксованій швидкості подачі палива знижувало загальну теплову потужність, що призводило до зниження температури полум'я.

Однак, коли водень додавався при тій же самій швидкості подачі палива, теплова енергія збільшувалася зі зростанням частки водню, що призводило до підвищення температури полум'я та вихлопних газів. Відповідно, викиди CO знижувалися з додаванням водню, в той час як викиди NO<sub>x</sub> збільшувалися через зростання температури полум'я за високого відсотка водню.

Експерименти [41] також показали, що при використанні сумішевого палива CH<sub>4</sub>—H<sub>2</sub> з різним вмістом водню від 0 до 50% в діапазоні, вплив на викиди шкідливих речовин залежав від теплової потужності опалювального приладу. Наприклад, на високих рівнях споживання палива, викиди CO приблизно

наближалися до нуля для суміші  $[\text{CH}_4]/[\text{H}_2]=50/50\%$ , в той час як при спалюванні природного газу викиди CO можуть досягати до 100 ppm. Викиди  $\text{NO}_x$  збільшувалися зі зростанням споживання палива, але загалом спостерігалася тенденція до зниження викидів  $\text{NO}_x$  у всьому діапазоні теплових потужностей при збільшенні вмісту  $\text{H}_2$ .

У дослідженні [36] вивчався ефект додавання водню до голландського природного газу на ефективність горіння за допомогою пальника Zantingh/Unigas з низьким вмістом  $\text{NO}_x$ , встановленого в котлі Novum H2R потужністю 475 кВт. Експериментальні дані показали, що полум'я змінювало колір з блакитного (природний газ) до оранжевого (чистий водень), а також виявили зростання викидів  $\text{NO}_x$  в три рази при збільшенні вмісту водню.

Підвищення адіабатичної температури полум'я було названо причиною цього зростання. Згодом, додавання близько 8%  $\text{CO}_2$  до водню знизило викиди  $\text{NO}_x$  у три рази, а рециркуляція димових газів скоротила їх більше ніж у 10 разів.

У наступному дослідженні [37], яке використовувало результати випробувань природного газу в пальнику з низьким завихренням у водогрійному котлі для встановлення граничних умов двох геометричних моделей при CFD моделюванні, показано, що зі збільшенням частки водню в суміші (25%, 50% і 75%) рівень викидів  $\text{NO}_x$  зростав на 92,81%, 219,72% і 360% відповідно [37].

Моделювання також продемонструвало, що додавання водню до природного газу зменшує рівень CO, особливо в середині котла, де концентрації були нижчими, навіть досягаючи 0 ppm на виході з котла, як показано на рис. 1.6. Те ж саме стосується викидів  $\text{CO}_2$ , які також знижувалися зі збільшенням вмісту водню в суміші, в кінцевому підсумку знижуючись до нуля при спалюванні чистого водню, що також ілюструється на рис. 1.11 б.

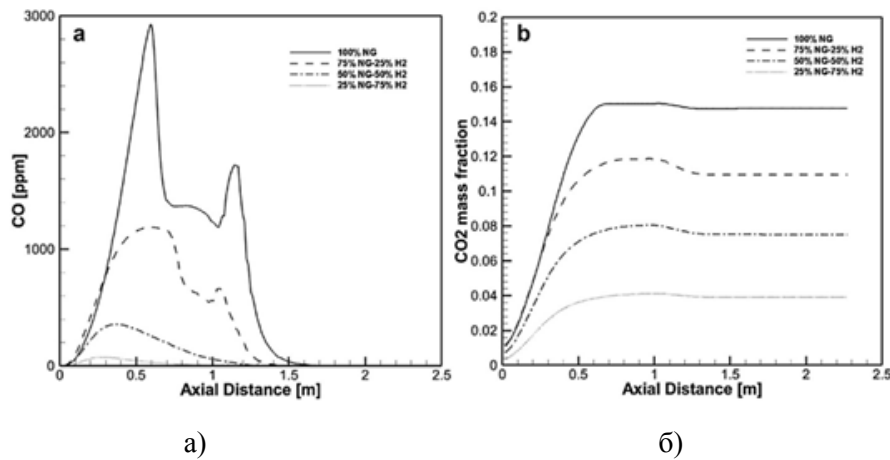


Рисунок 1.11 – Розподілення викидів CO при спалюванні звичайного природного газу порівняно з природним газом: а) осьовий розподіл CO, б) розподіл CO<sub>2</sub> на центральній лінії [37]

У дослідженні [38] було встановлено, що використання метано-водневої суміші у дизельних двигунах з прямим вприскуванням та турбонаддувом сприяє зниженню споживання палива.

Щодо емісії шкідливих речовин, то такі двигуни, порівняно з використанням чистого метану, викидають більше загальних вуглеводнів та оксидів азоту, проте менше вуглекислого газу. Водневі добавки зменшують викиди CO<sub>2</sub> при роботі на метановому паливі на рівні від 1 до 32%. Зниження викидів CO завдяки додаванню водню також було доведено у дослідженні Бураса та ін. [39].

Для ілюстрації впливу складу палива на рівні викидів NO<sub>x</sub>, які були виміряні при сухій концентрації та скориговані до 15% O<sub>2</sub>, були представлені корекційні криві [40]. Дані отримані для реагентів при температурі 300 K та тиску 1 бар із адіабатичною температурою полум'я 2000 K (див. рис. 1.12).

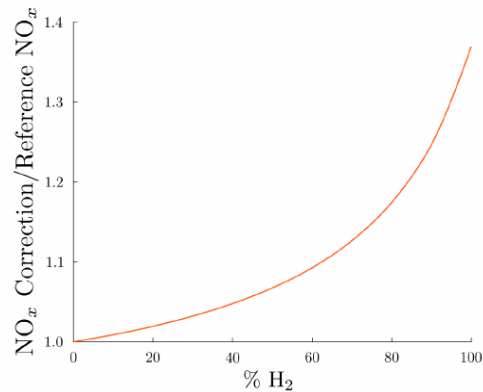


Рисунок 1.12. – Сухі викиди NO<sub>x</sub> (у ppmv при 15% O<sub>2</sub>) при постійній температурі для різних співвідношень метан-водень відносно сухих викидів NO<sub>x</sub> від чистого метану [40]

В табл. 1.2 наведено вміст шкідливих речовин в продуктах згоряння в залежності від частки водню в суміші та тиску [40].

Таблиця 1.2 – Вміст шкідливих речовин в продуктах згоряння в залежності від частки водню в суміші та тиску [40]

1bar, 300K, T <sub>ад</sub> =2000K						
H <sub>2</sub> , %	CH <sub>4</sub> , %	CO <sub>2</sub> , %	H <sub>2</sub> O, %	O <sub>2</sub> , %	NO <sub>x</sub> , 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 <sub>ад</sub> =2000K						
H <sub>2</sub> , %	CH <sub>4</sub> , %	CO <sub>2</sub> , %	H <sub>2</sub> O, %	O <sub>2</sub> , %	NO <sub>x</sub> , %	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% O<sub>2</sub> в сухих продуктах спалювання (α=3,5).

Експерименти, проведені вченими, демонструють загальну тенденцію у формуванні шкідливих викидів під час горіння метано-водневих сумішей. Виявлено, що введення водню покращує процес горіння за рахунок збільшення хімічної активності палива, що спричиняє локальне підвищення температури полум'я, але не впливає на загальну температуру в об'ємі. Внаслідок цього, на певних ділянках спостерігається зниження викидів CO з додаванням водню, у той час як рівні NOx зростають через вищу температуру полум'я при більшому вмісті водню. Варто зазначити, що оцінка екологічних показників залежить від багатьох чинників, серед яких вирішальну роль відіграють умови проведення експериментів та особливості системи спалювання палива.

#### 1.5 Підходи до мінімізації викидів оксидів азоту

Екологічні регуляції у різних частинах світу стимулюють застосування новітніх технологій для контролю рівнів викидів оксиду азоту, що призводить до розробки нових технічних рішень. У розвинутих країнах діють строгі норми для викидів NOx [42].

Існує два основні підходи до зниження викидів токсичних газів [43]:

1. Пасивний метод – включає застосування спеціалізованих очисних установок, розташованих зазвичай поза котлом. Ці системи використовуються для додаткового очищення димових газів від NOx та інших забруднювачів після процесу горіння палива.

2. Активний метод – зосереджений на запобіганні утворення NOx на ранніх стадіях їх формування за допомогою різноманітних технік. Наприклад, до комбінованих методів належать рециркуляція продуктів згоряння назад в зону горіння, двоступеневе спалювання, а також введення пари води в камеру згоряння для модифікації процесу горіння. Ці заходи спрямовані на підвищення ефективності обладнання та мінімізацію викидів NOx. Додаткові методи можуть включати поділ топкової камери за допомогою дворівневих екранів та інші стратегії, що покращують відведення тепла від зони горіння.

Вибір конкретного методу залежить від типу котла, його конструкції та встановлених екологічних стандартів.

Однією з найпоширеніших і легко імплементованих стратегій для зниження викидів оксидів азоту під час спалювання відходів є скорочення кількості повітря, що подається в пальник котла. Відомий як метод з низьким надлишком повітря (LEA), він зменшує вміст кисню в горінні, що істотно знижує формування як термічних, так і паливних оксидів азоту. Цей підхід дозволяє оптимізувати процес спалювання для різноманітних типів органічного палива [44].

Щодо пасивних методів зниження NOx, одним з найефективніших є селективне каталітичне відновлення (СКВ). Цей метод контролює рівень NOx шляхом їх перетворення у безпечний азот (N<sub>2</sub>) у димових газах. Процес включає використання аміаку для відновлення NOx при різних температурах: без каталізатора при 900-950°C або з окисно-ванадієвим каталізатором при 360-450°C. Зокрема, цей останній метод є найбільш розповсюдженим і вдосконаленим, знижуючи рівень NO викидів у п'ять разів. Незважаючи на такі недоліки як висока вартість каталізаторів, корозія обладнання та обмежений термін служби каталізатора, висока ефективність та відносно просте введення в експлуатацію роблять СКВ вигідним методом [45].

Селективне некаталітичне відновлення (СНКВ) також є методом зниження NOx, який виконується за високих температур без використання каталізаторів. В СНКВ, реагент додається до високотемпературних відходів і перетворює NOx у нейтральні пари N<sub>2</sub> і H<sub>2</sub>O. Цей процес ефективний у температурному діапазоні 850°C до 1100°C. Основні обмеження СНКВ включають низьку ефективність та вимогу постійно підтримувати високу температуру, а також необхідність додаткового очищувального обладнання.

Загалом, методи очищення димових газів від оксидів азоту мають високу вартість, але їх застосування дозволяє значно знижувати викиди NOx, що є необхідним для відповідності суворим екологічним стандартам. На сьогоднішній день було проведено численні дослідження для розробки новітніх технологій очищення відхідних газів та більш ефективних методів для досягнення низьких концентрацій NOx, що вимагаються сучасними екологічними нормами.

Одним з найбільш широко використовуваних методів є рециркуляція відхідних газів (EGR), яка знижує температуру горіння, що, в свою чергу, зменшує утворення термічних NOx. Використання цієї технології сприяє зменшенню викидів без необхідності встановлення додаткового дорогого обладнання.

Інша інноваційна технологія, що досліджується, - це використання плазмохімічного очищення, яке використовує енергію плазми для зниження рівнів NOx у відхідних газах. Хоча ця технологія є ще на стадії розробки, вона має великий потенціал для забезпечення ефективного зниження викидів при відносно низьких енергетичних витратах.

На додаток до технологічних рішень, застосовуються також підходи з використанням альтернативних видів палива, таких як біомаса або синтетичне паливо з низьким вмістом азоту. Ці види палива можуть значно зменшити кількість NOx, що утворюється під час горіння.

Використання водневих сумішей також набирає популярності як засіб для зниження шкідливих викидів. Водень, змішаний з традиційним паливом, зменшує утворення NOx за рахунок більш низької температури горіння і вищої реакційної здатності.

Нарешті, важливо зазначити, що комплексний підхід до зниження викидів NOx, який включає комбінацію різних технологій та підходів, є найбільш ефективним. Впровадження систем моніторингу і керування процесами горіння в режимі реального часу дозволяє оперативно коригувати параметри роботи котлів і пальників для досягнення оптимальних екологічних показників.

Таким чином, дослідження та впровадження передових методів зниження викидів NOx є критично важливими для досягнення високих екологічних стандартів і збереження довкілля. Сучасні технології і підходи забезпечують можливість значного зменшення негативного впливу на навколишнє середовище, зберігаючи при цьому ефективність і економічність енергетичних систем.

### 1.6 Струменево-нішева технологія спалювання палива

Один з ключових методів підвищення ефективності вогнетехнічного обладнання полягає в застосуванні передових технологій для спалювання палива. Зокрема, використання струменево-нішевих систем є важливим, оскільки вони забезпечують широкий діапазон стабільного горіння та низький гідравлічний опір у системі подачі окисню. Щоб подальше вдосконалення та поширення цих технологій стало можливим, потрібно глибше розуміти теплофізичні процеси та взаємозв'язки, які супроводжують їх реалізацію у процесах спалювання.

Аналізуючи сучасні технології спалювання, очевидно, що необхідно універсалізувати пальники, щоб вони відповідали вимогам вогнетехнічного обладнання. Технології спалювання, розроблені кафедрою теплової та альтернативної енергетики в НТУУ "КПІ ім. Сікорського", представляють перспективні засоби використання палива, із великим досвідом застосування на багатьох об'єктах в Україні. Ці технології постійно вдосконалюються та проходять експериментальні випробування в лабораторних умовах. [50]

Струменево-нішева технологія була розроблена в Київському Політехнічному Інституті і є однією з найпоширеніших та впроваджуваних технологій спалювання на промислових об'єктах України та кількох іноземних країн.

Основні принципи технології наступні:

- ефективне розподілення палива по потоку окисника;
- стабільна та регульована структура течії палива, окисника та продуктів згорання;
- автоматичне підтримання сталого складу паливної суміші в області стабілізації факелу.

Всі вищезазначені принципи досягаються завдяки вдалим конструктивним рішенням, що стосуються розташування струменево-нішевої системи [51-55] на автономних колекторах-пілонах, які складають пальник (рис. 1.15).



а)



б)

Рис. 1.15 а) ПП СНТ; б) піч КМ-14, факела ПП СНТ-11

Ця конструкція дозволяє об'єднати всі етапи робочого процесу пальникових пристроїв:

- розподіл палива в потоці окисника;
- сумішоутворення з необхідними рівнями концентрацій палива в об'ємі окисника;
- запалення горючої суміші;
- стабілізація факелу;
- створення продуктів згоряння відповідної якості.;
- підготовка палива за допомогою теплової обробки;
- автоматичне охолодження елементів ПП, які піддаються термічному навантаженню.

Використання струменево-нішевого методу у технології спалювання палива широко застосовується на різних вогнетехнічних об'єктах. Цей метод відзначається отриманням патентів на спосіб та пальникові пристрої, які його використовують. Діапазон модернізованого обладнання охоплює різні типи вогнетехнічних об'єктів, такі як енергетичні котли потужністю до 200 МВт, мартенівські печі, сушила та

інші. Набутий унікальний досвід ефективної модернізації застарілого обладнання на різних об'єктах, включаючи житлово-комунальне господарство, промисловість, сільське господарство та інші галузі, дозволяє досягати значних економій на паливі та електроенергії для приводу тяглодугтєвого обладнання [56-62].



Рис. 1.16 ПП СНТ на котлі ПТВМ-30

На зображеннях, представлених на рисунку 1.16, показано процес модернізації водогрійного котла, що призвів до таких результатів: котел працює в діапазоні від 2 до 40 Гкал/год без вимкнення частини пальників (загалом на котлі присутні шість пальників СНТ). Запалювання котла можливе без використання вентилятора та димососу, завдяки самостійній тяги димоходу, і досягає потужності до 13 Гкал [63-70].

Після модернізації котлів ДКВР, що експлуатувалися 20-40 років, вони можуть запалюватися при низькому тиску (в декілька міліметрів водяного стовпа). Котли надійно працюють на частковому навантаженні, з ефективністю, що перевищує паспортні значення, у всьому діапазоні робочих навантажень. Крім того, вони можуть ефективно працювати без використання вентиляторів завдяки розрідженню в топці. При цьому концентрація викидів  $\text{NO}_x$  залишається на рівні до  $100 \text{ мг/м}^3$  [70].

### 1.6.1 Методи газодинамічної подачі палива та окиснювача у пальникових пристроях.

Дослідженн різних авторів, включаючи дослідників з КП, підкреслило важливість аеродинамічних процесів, які впливають на основні аспекти роботи пальникових пристроїв: аеродинаміку палива та окиснювача, а також процеси теплопередачі. Ці дослідження надали корисну інформацію, що дозволило класифікувати різні газодинамічні схеми подачі палива та окислювача, як показано на рисунку 1.17 [55].

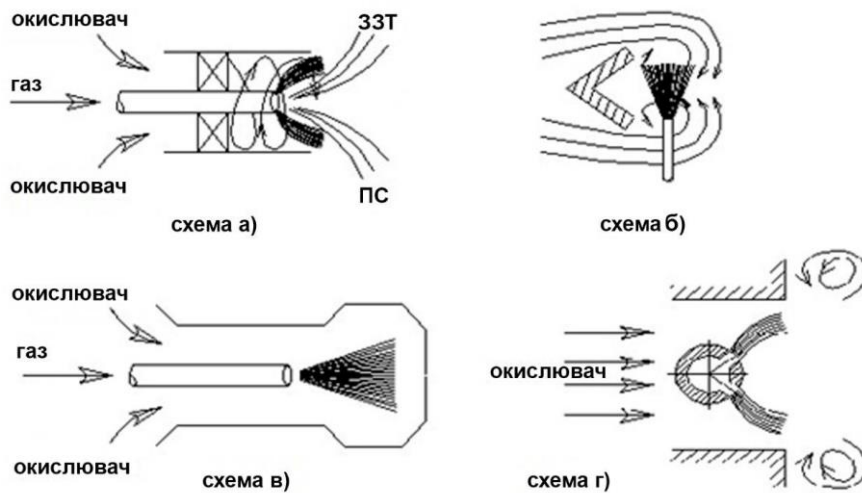


Рис. 1.17 Основні типи газодинамічних схем ПП:

а - закрутка потоку окислювача для утворення зони зворотних токів (ЗЗТ) продуктів згоряння; б – зона зворотних токів за поганообтікаючими тілами;

в – інжекція потоку окиснювача потоком палива; г – подові газодинамічні схеми

У більшості сучасних пальникових пристроїв уже протягом десятків років використовується газодинамічна схема, яка полягає в закручуванні потоку окислювача для створення зони зворотних токів (див. рис. 1.17.а) [71,72]. Ця схема спрямована на поліпшення процесу формування суміші та стабілізації горіння шляхом закручування повітряного потоку. Однак варто відзначити, що такі пальники мають декілька суттєвих недоліків:

- збільшений аеродинамічний опір у повітряному тракті;
- широкий діапазон пульсацій тиску за частотою та амплітудою, що спричиняє вібраційне горіння;
- погіршення стабілізації горіння при малих навантаженнях через зменшення розрідження в центрі вихору;
- утворення накидів факела на бокових екранах топки;
- погана якість формування суміші через розшарування паливної суміші під впливом відцентрових сил (щільність природного газу майже вдвічі менша, ніж повітря) тощо.

У пальників з недосконалою газодинамікою (див. рис. 1.17.б) спостерігається високий рівень аеродинамічного опору. Крім того, використання палива з коефіцієнтами надлишку повітря, що наближаються до одиниці, стає неможливим [73].

Технічні характеристики інжекційних та подових пальників (див. рис. 1.17.в і рис. 1.11.г) сильно залежать від точності дотримання необхідних геометричних розмірів, і зазнають значного зносу в процесі експлуатації через термічні напруги, що неодмінно виникають [74-75]

Відомо, що жоден із пальників, які використовуються в світі на даний момент, не відповідає загальним вимогам економічності, екологічної безпеки та надійності при експлуатації вогнетехнічного обладнання. Це призводить до високих рівнів емісій оксидів азоту та схильності до обгорання через підвищену температуру навколо амбразури. Недоліки цих пальників головним чином впливають з аеродинамічного опору та нестабільності потоку палива, окислювача та продуктів згорання, що призводить до пульсацій горіння, нестабільного полум'я, нерівномірного розподілу температури і швидкості в топці. При тиску газу менше 1 мм вод. ст., ці пальники можуть забезпечити теплову потужність вогнетехнічних об'єктів менше 15–20 % від номінальної з постійним коефіцієнтом корисної дії (ККД). Навіть незважаючи на загальнопоширене переконання, досягнення високоефективного спалювання газу є досить складним завданням через його фізичні та хімічні властивості. Ці аспекти, сполучені зі складністю гідротермохімії,

роблять розробку універсальної високоефективної технології спалювання вкрай важкою.

Після проведення широкого спектру експериментальних та аналітичних досліджень визначено основні принципи струменево-нішевої технології спалювання палива:

- Ефективне розподілення пального у потоці окислювача;
- Створення стійких вихрових структур, що виникають внаслідок взаємодії системи струменів пального з потоком окислювача, що обертається вздовж погано обтікається поверхні, з урахуванням теплових особливостей вогнетехнічного об'єкта; при цьому обсяг вихрових структур значно менший, ніж за використання традиційних методів;
- Саморегулювання складу паливної суміші у зоні зворотних струмів;
- Термічна підготовка пального;
- Самоохолодження модулів пального та окислювача.

Найбільш ефективно введення палива у потік окислювача досягається за допомогою системи струменів газу, розташованих у одному ряду та направлених перпендикулярно потоку повітря. Була розроблена система струменево-нішевого спалювання (СНС), що забезпечує стійку вихрову структуру течії в широкому діапазоні роботи камер згорання. Основу цієї системи складають газодинамічні вихроутворювачі, що розташовані у потоках окислювача, палива та продуктів горіння. Ці вихроутворювачі сприяють інтенсивному перемішуванню паливної суміші, створюючи турбулентність у газовому потоці.

На рисунку 1.18 показано розташування СНС на порожнистому колекторі газу. Газ протікає через колектор під нішею, охолоджуючи його (одночасно нагріваючись), і виходить через серію струменів, розташованих перпендикулярно потоку окислювача. Високий рівень турбулентності забезпечує належне змішування палива й окислювача, при цьому об'єми розбиваються для ефективного хімічного окислення.

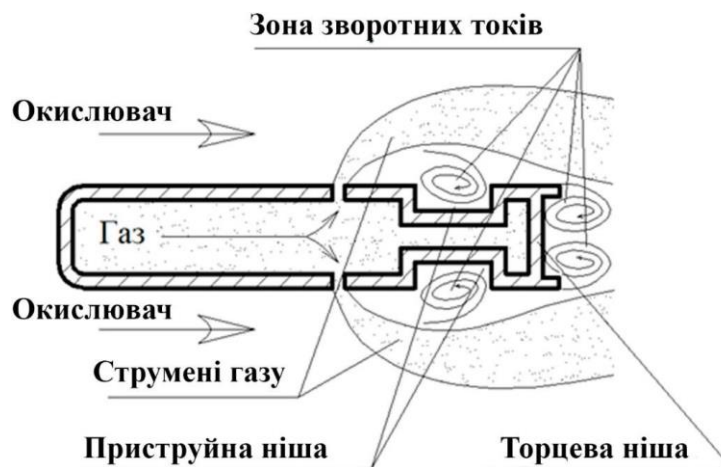


Рис. 1.18 Струменево-нішева система на колекторі газу (пальниковий модуль)

Цей проміжний механізм горіння, який розташований між кінетичними та дифузійними процесами, забезпечує високу інтенсивність та широкий діапазон стабільності щодо швидкості та коефіцієнта надлишку повітря. Одним з ключових аспектів роботи струменево-нішевого пілона є те, що газ охолоджує стабілізатор полум'я колектора, одночасно нагріваючись до температур 200-300 °С. Регулюючи геометричні параметри струменево-нішевої системи в трактах палива та окислювача, можна забезпечити сталу композицію паливної суміші в широкому діапазоні швидкостей палива та окислювача. Ці переваги струменево-нішевої системи сприяли розробці струменево-нішевих пальникових пристроїв для різних типів вогнетехнічних об'єктів. [76-79]

## 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА І МЕТОДИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 2.1 Опис експериментального обладнання для проведення досліджень

Зважаючи на підвищені вимоги до безпеки при спалюванні водню, перед проведенням експерименту було проведено дослідження горіння суміші природного газу та водню в СНТ. Отримані результати були адекватними і відповідали даним про утворення шкідливих викидів, знайденим у літературних джерелах. Це дозволило визначити робочі параметри паливорозподілу СНС залежно від складу сумішного палива [80-82].

На основі завдань дослідження було розроблено та налаштовано лабораторний стенд (рис. 2.1) з необхідною апаратурою для проведення експериментів з вивчення температурних та концентраційних полів при спалюванні вуглеводневих палив з воднем в СНС.

Під час експерименту вимірювалися такі параметри:

- тиск і температура повітря на вході до вимірювальної ділянки;
- витрата і температура паливних газів та водню;
- температура продуктів згоряння вздовж факела та на виході;
- емісійні характеристики СНС;
- витрати компонентів горіння під час зривних режимів та режимів запалювання суміші.

На основі отриманих даних розраховувалися такі параметри системи:

- швидкість і витрати компонентів горіння;
- значення гідродинамічного параметра  $q$ ;
- значення загального коефіцієнта надлишку повітря в зоні зворотних струмів (ЗЗТ);
- зривні та пускові характеристики СНС при спалюванні природного газу в суміші з воднем.

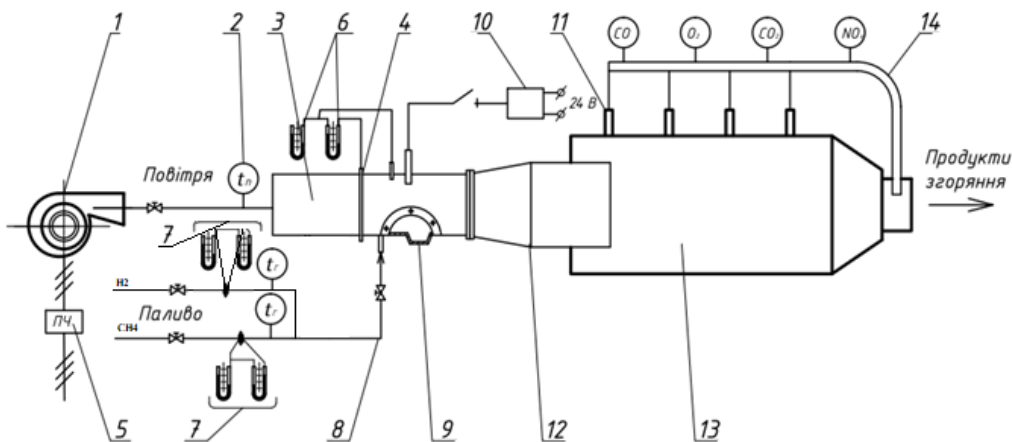


Рисунок 2.1 – Схема лабораторного вогневого стенду:

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». У цій роботі вивчено емісійні показники під час спалювання суміші вуглеводневих паливних газів з воднем у струменево-нішевому стабілізаторі. Для експерименту використовувався спеціальний газовий колектор (рис. 2.2). Витрата повітря визначалася за допомогою інтегруючої трубки – приймача повітряного тиску, виконаної відповідно до рекомендацій [83, 84], а витрати природного газу та водню вимірювались за допомогою звужуючих пристроїв, каліброваних за допомогою сопла Вітошинського. Температура на визначених ділянках вимірювалася за допомогою термоелектричних перетворювачів.

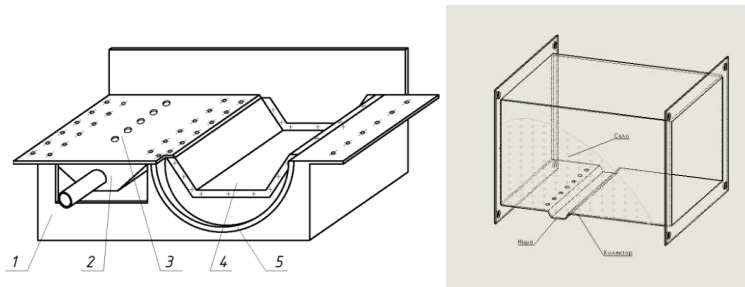


Рисунок 2.2 – Блок установки елементів струменево-нішевого стабілізатора полум'я: 1 – корпус блоку; 2 – розбірний газовий колектор; 3 – система круглих отворів для паливopодачі; 4 – нішева порожнина; 5 – напівфланець оглядового скла

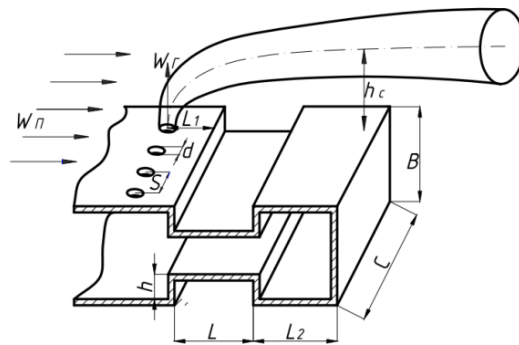


Рисунок 2.3 – СНС на плоскому стабілізаторі-пілоні

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  $L/H=3\dots 5$ );  $d \rightarrow G_r$  – 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 (К) 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 пального пристрою визначалась за відповідною нормативною та технічною документацією [85].

### 2.2.1 Підготовка газоаналізаторів до замірів

Перед початком вимірювань на газоаналізаторах встановлюються порогові значення, які захищають сенсори від перевантаження при високих концентраціях СО. Якщо ці порогові значення перевищені, насос автоматично вимикається, і димові гази більше не потрапляють у газоаналізатор.

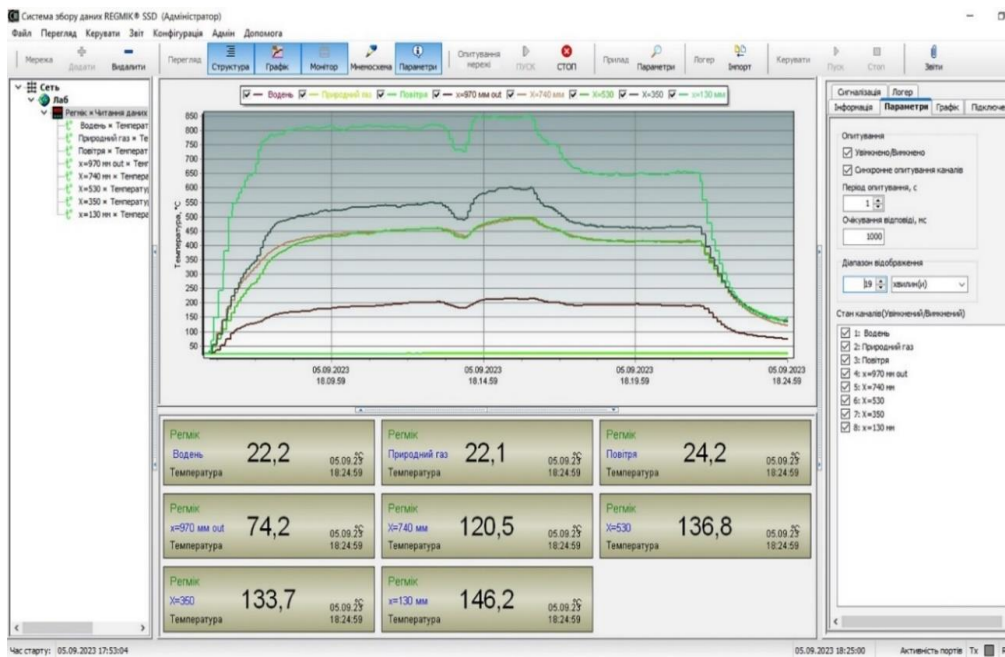
Також проводиться тест на герметичність: газозабірний зонд закривається ковпачком, щоб перевірити, чи досягає втрата тиску на вимірювальному газовому насосі нульового значення за певний час.

Температура димових газів вимірюється в точці з максимальною температурою, де попередньо встановлюються зонди. Газоаналізатор також визначає концентрацію О<sub>2</sub>.

Більшість газоаналізаторів не мають датчика СО<sub>2</sub>, тому концентрація оксидів вуглецю розраховується на основі виміряного вмісту О<sub>2</sub>, оскільки ці показники прямо пропорційні. Визначення концентрації СО дозволяє оцінити якість згоряння. Вимірювання СО проводиться в центрі потоку димових газів, щоб уникнути розбавлення газу повітрям.



а)



б)

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

Для визначення оксидів азоту газоаналізатор вимірював як NO, так і NO<sub>2</sub>, що разом складає значення NO<sub>x</sub> (див. рис. 2.5 для OKСИ). Газоаналізатор Testo безпосередньо вимірює вміст монооксиду азоту (NO), тоді як кількість діоксиду азоту (NO<sub>2</sub>) розраховується в межах 0-10% від попереднього значення з можливістю налаштування цього параметра користувачем..



а)



б)

Рисунок 2.5 – Газоаналізатори OKСИ 5M-5H (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).

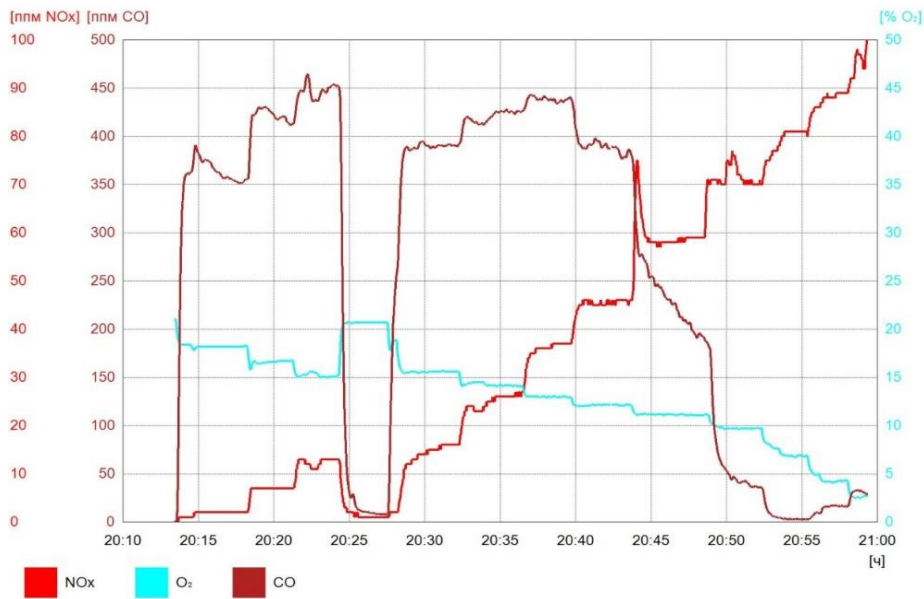


Рисунок 2.6 – Інтерфейс програмного забезпечення Testo

№	Дата и время измерения	Текст	Темп-ра (°С)	α	η	P (мм вод.ст.)	P (Па)	O2 (%)	CO2 (%)	CO (мг/м3)	CO (мг/м3)	NO (мг/м3)	NO (мг/м3)	NOx (мг/м3)	NOx (мг/м3)	NO2 (мг/м3)	NO2 (мг/м3)	SO2 (мг/м3)	SO2 (мг/м3)
001	06.07.2023 14:55:37	1	0.00	1.84				9.60	8.40	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	8.40	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	31.48
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	В	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 15:52:08	Г	0.00	1.68				8.50	7.00	37	48.25	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	38.90	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	5	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 16:55:28	ААК	0.00	1.54				7.40	7.60	186	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	10.80	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<sub>x</sub> та O<sub>2</sub> із застосуванням газоаналізатора ОКСИ

### 2.3 Методика обробки експериментальних даних

Розрахунки проводяться відповідно до формул, наведених у нормативних документах та спеціалізованій технічній літературі[86]

Швидкість повітря, м/с, визначається шляхом вимірювання швидкості потоку за допомогою інтегруючих трубок повного тиску і розраховується за формулою:

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

де  $\Delta h_n$  – динамічний напір визначений на інтегруючих трубках, мм вод. ст.;  $\rho_n$  – густина повітря в реальних умовах, кг/м<sup>3</sup>, яку обчислюють за формулою:

$$\rho_n = \frac{(P_0 + P_n)}{(t_n + 273) \cdot R_n}, \quad (2.2)$$

де  $t_n$  – температура повітря в каналі, °С;  $R_n = 287$  Дж/(кг·К), – 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  $0,07\text{м}$ .

Реальна (секундна) об'ємна витрата суміші  $G_{\Sigma}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , яка виміряна звужуючим пристроєм, розраховується за формулою:

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

де  $\kappa_{\delta}$  – коефіцієнт, що враховує геометричні характеристики діафрагми та визначається за результатами повірки (для метану –  $0,00004178$ , для водню –  $0,00001453$ , для суміші при даних умовах –  $0,0000282$ );  $\Delta P_{\Sigma}$  – перепад тиску газової суміші на діафрагмі, Па;  $\rho_{\Sigma}$  – густина газової суміші в реальних умовах,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , розраховується за формулою для природного газу та водню відповідно:

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

де  $P_{np}$ ,  $P_{\epsilon}$  – надлишковий тиск природного газу та водню відповідно перед діафрагмою, Па;  $t_{np}$ ,  $t_{\epsilon}$  – температура природного газу та водню відповідно перед діафрагмою,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_{np}$ ,  $R_{\epsilon}$  –  $482 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  – газова стала природного газу та  $4125 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  – газова стала водню.

Масова витрата газової суміші  $G_{\Sigma}$ ,  $\text{кг}/\text{с}$ , яка виміряна звужуючим пристроєм, розраховується за формулою:

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

Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  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 Тарування звужуючих пристроїв для вимірювання витрат з використанням методики Вітошинського

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

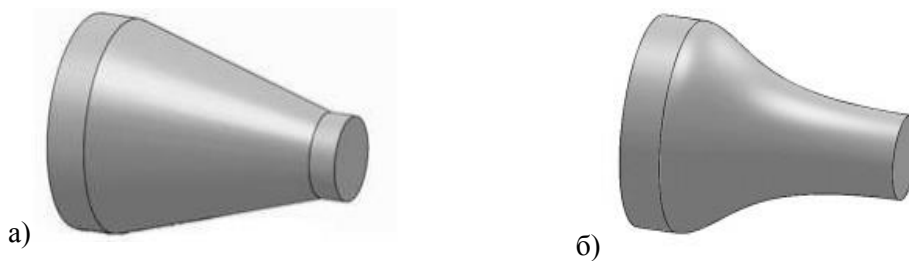


Рисунок 2.8 – Звуження сопла конічного типу (а) та у вигляді сопла Вітошинського (профіль Бернуллі) (б)

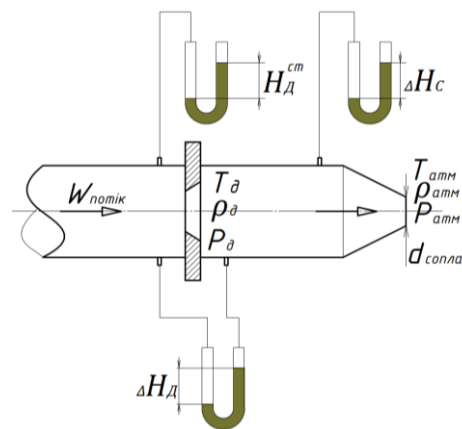


Рисунок 2.9 – Схема вимірювальної ділянки

Для визначення витрати на діаграмі вимірюється перепад тиску, а також статичний тиск потоку перед звуженням для врахування стиснюваності рідини. При продуванні газу в атмосферу через сопло статичний тиск фактично вимірює динамічний напір (рис. 2.10).

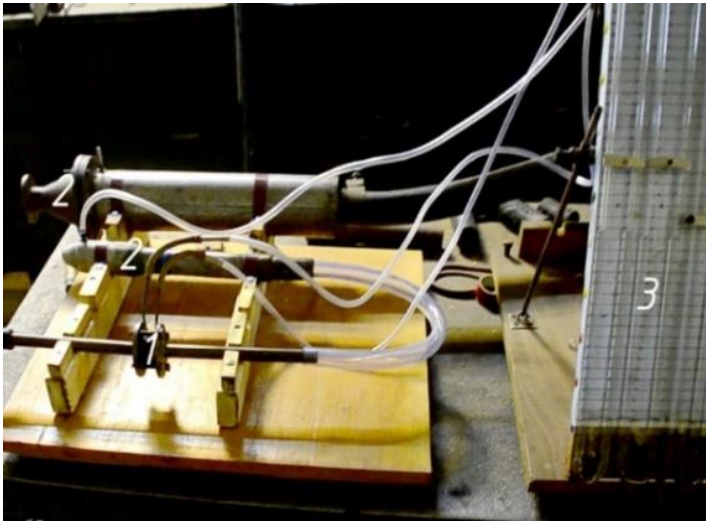


Рисунок 2.10 – Стенд для тарування звужуючих пристроїв:  
 1 – фланець для встановлення діафрагми; 2 – сопла Вітошинського;  
 3 – мікроманометри, 4 – діафрагма

### 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,  $m/s$ ;  $\rho$  – його густина,  $kg/m^3$ ;  $\Delta P_c$  – 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:

$$G^{Bim} = G_{\text{діафр.}}. \quad (2.11)$$

Тоді масова витрата через діафрагму становитиме,  $kg/s$ :

$$G_{\text{діафр.}} = K_o \sqrt{\Delta P_o \cdot \rho_o} = G^{Bim}, \quad (2.12)$$

де  $K_\phi$  – тарувальний коефіцієнт діафрагми;  $\Delta P_\phi$  – перепад тиску на діафрагмі, Па;  $\rho_\phi$  – густина рідини в звужуючому пристрої,  $\text{кг/м}^3$ .

Таким чином з рівності витрат можна виразити тарувальний коефіцієнт діафрагми  $K_\phi$ :

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

Густину атмосферного повітря визначають за залежністю,  $\text{кг/м}^3$ :

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

де  $t$  – це температура повітря,  $^\circ\text{C}$ .

Густина газу в звужуючому пристрої,  $\text{кг/м}^3$ :

$$\rho_{\text{діафр}} = \rho_n \frac{T_n \cdot P_\phi}{T_\phi \cdot P_n}, \quad (2.15)$$

де:  $\rho_n = 1,29 \text{ кг/м}^3$  (при  $0^\circ \text{C}$ ,  $760 \text{ мм.в.ст.}$ ),  $T_n = 273 \text{ К}$ ,  $P_n = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $P_\phi = P_{\text{діафр}}^{\text{ст}} + P_n = P_{\text{діафр}}^{\text{ст}} + 1,013 \cdot 10^5$ , Па,  $T_\phi$  – вважаємо рівною температурі навколишнього повітря (при таруванні повітрям), К;  $P_{\text{атм}} - P_n$ .

На рис. 2.11 представлені результати калібрування діафрагми діаметром 5,3 мм з різними значеннями параметра  $m$  ( $m=d_2/D_2$ ). Через специфіку застосування звужуючих пристроїв для вимірювання витрат, у першій третині діапазону спостерігається широке розсіювання калібрувального коефіцієнта, а відхилення у діапазоні перепаду тиску  $0 \dots 30\%$  не нормуються. Тому для забезпечення високої точності вимірювань було використано декілька діафрагм з діаметрами отворів від 2,0 до 5,3 мм. Діапазон вимірювання витрат газів складав  $0,2 \dots 4,5 \text{ м}^3/\text{год}$ .

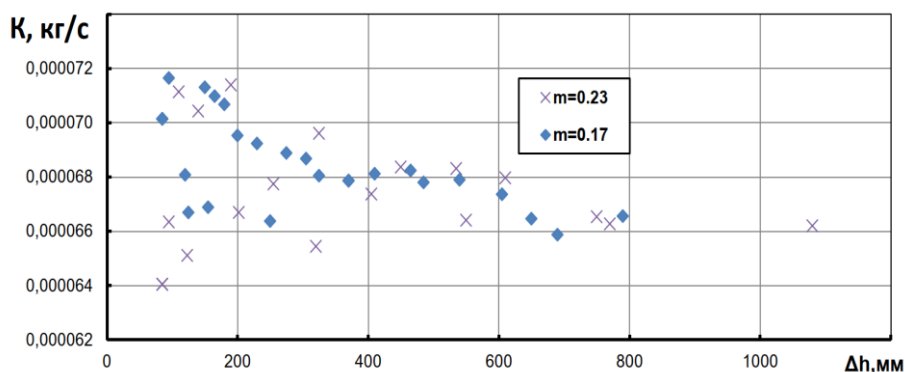


Рисунок 2.11 – Результати тарування діафрагми діаметром 5,3 мм при різному значенні модуля звужуючого пристрою  $m$

## 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  $\text{NO}_x$  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  $\text{O}_2$  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 дм<sup>3</sup>/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 <sub>2</sub>	0 – 21 %	-	± 0,2 %	-
CO	0 – 5000 млн <sup>-1</sup>	0 – 200 млн <sup>-1</sup>	± 10 млн <sup>-1</sup>	-
		200 – 5000 млн <sup>-1</sup>	-	± 5 %
NO	0 – 2000 млн <sup>-1</sup>	0 – 200 млн <sup>-1</sup>	± 20 млн <sup>-1</sup>	-
		200 – 2000 млн <sup>-1</sup>	-	± 10 %
NO <sub>2</sub>	0 – 300 млн <sup>-1</sup>	-	± 10 млн <sup>-1</sup>	-
SO <sub>2</sub>	0 – 5000 млн <sup>-1</sup>	0 – 200 млн <sup>-1</sup>	± 10 млн <sup>-1</sup>	-
		200 – 5000 млн <sup>-1</sup>	-	± 5 %
Температура газу	0 – 1000°	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 (CO<sub>2</sub>):

- діапазон індикації – 0...20%;

- визначення – розрахунок по O<sub>2</sub>.

Коефіцієнт надлишку повітря (\*):

- діапазон індикації – 0...20;

- визначення – розрахунок по O<sub>2</sub>.

Об'ємна частка оксидів азоту (NO<sub>x</sub>):

- діапазон індикації – 0...2300 млн<sup>-1</sup>;

- визначення – розрахунок за NO, NO<sub>2</sub>.

ККД (при підключеній термопарі, що показує не менше 40°, і значення O<sub>2</sub> 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

У ході дослідження екологічних показників горіння газопаливних сумішей було використано спеціально розроблений експериментальний стенд, оснащений усім необхідним обладнанням. Методика обробки експериментальних даних була детально описана.

Під час експерименту проводилися вимірювання тиску і температури повітря на вході у вимірювальну ділянку, витрат і температур природного газу та водню, температур продуктів згоряння вздовж факела та на виході, а також емісійних характеристик суміші, включаючи CO, CO<sub>2</sub> та NO<sub>x</sub>. Крім того, були зафіксовані витрати компонентів горіння на зривних режимах та режимах запалювання суміші. Згідно з методикою, були розраховані швидкість і витрати компонентів горіння, гідродинамічний параметр  $q$ , загальний коефіцієнт надлишку повітря в зоні згоряння, а також зривні та пускові характеристики суміші при спалюванні природного газу з воднем.

Похибка вимірювання витрати повітря не перевищувала 7%, похибка визначення тарувального коефіцієнта  $K_t$  для робочих діафрагм становила 3–4%, а похибка вимірювання витрати паливних газів за допомогою тарованих діафрагм знаходилася в межах 6–7%. Похибка визначення температур відхідних газів становила 3%, температур факела – 5–6%, а температур паливних газів і повітря термоелектричними перетворювачами – 0,7%. Похибка визначення компонентів газового аналізу не перевищувала 10%, а абсолютна похибка визначення концентрації кисню у продуктах згоряння становила 0,2%.

Режимні карти теплотехнічного налагодження котельного обладнання були отримані від НВО «СНТ». Всі випробування на котлоагрегатах здійснювалися відповідно до робочих програм, які включали вимоги до проведення випробувань, методи вимірювання, порядок проведення вимірювань, точність приладів та вимоги до відбору проб.

### 3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СУМІШІ ПРОПАН-БУТАНУ ПАЛИВ З ВОДНЕМ

3.1 Дослідження сталості горіння суміш пропан-бутану з воднем в умовах СНС

3.1.1 Особливості розвитку факела та гідродинаміки реагуючої суміші

Базуючись на дослідженні проведеного Кобилянською О.О, “Підвищення ефективності робочого процесу струменево-нішевих пальників за рахунок домішок водню”[89]. На рисунку 3.1 показано відкритий факел при спалюванні суміші газів з різним вмістом водню в пальниковому пристрої конструкції СНТ потужністю 35 кВт.

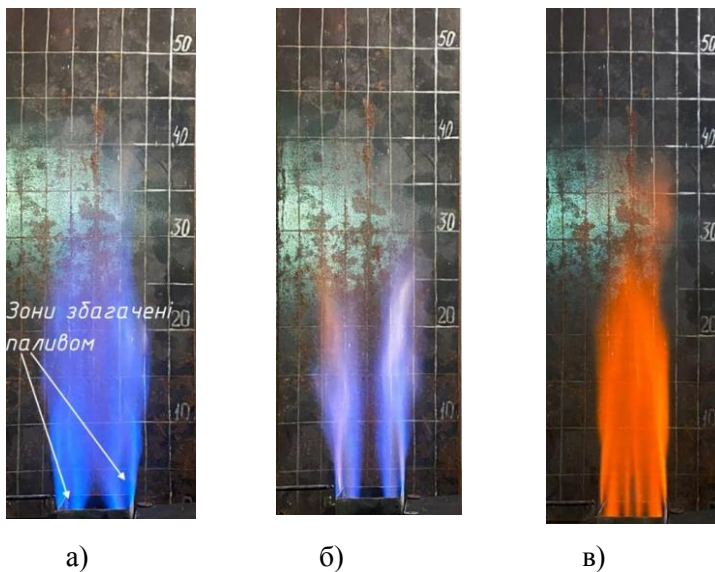


Рисунок 3.1 – Експериментальне дослідження спалювання природного газу з додаванням водню,  $\alpha=1,1$ , а) 40% водню, б) 70% водню; в) 100% водню, теплова потужність 10 кВт

Фотографії факела, що наведені, демонструють, що додавання водню суттєво змінює структуру факела реагуючої суміші. Це пов'язано зі збільшенням

інтенсивності процесу горіння у присутності водню, що змінює гідродинаміку потоку реагуючої суміші. Значні зміни у факелі особливо помітні при збільшенні вмісту водню. За таких умов факел розділяється на два окремі, які майже не взаємодіють один з одним (рис. 3.1 б, в). Цей ефект спостерігається для сумішного палива, тоді як для природного газу це не характерно, оскільки стабілізація процесу горіння вимагає наявності зони зворотних токів, що знаходиться за зривною кромкою стабілізатора пальника (рис. 3.1 а) [88].. Зона зворотних токів (ЗЗТ) також відіграє важливу роль в інтенсифікації процесу горіння.

У випадках горіння сумішного газу чітко спостерігається 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 цих ситуаціях – це заповненість ЗЗТ продуктами реагуючого палива для природного газу, тоді як при додаванні водню ЗЗТ фактично вільна від горіння. Такі особливості пояснюються підвищенням реакційної здатності палива. Тобто, горіння зміщується до устя пальника за рахунок збільшення швидкості проходження реакції, стабілізуючись на "системі струменів" без активної участі ЗЗТ. Таким чином, для суміші з воднем межовий шар системи струменів палива реагує в усьому об'ємі, починаючи від устя газових отворів без участі ЗЗТ в торці стабілізатора пальника. Для природного газу основним джерелом займання є ЗЗТ, і фактична картина горіння починається з області торця стабілізатора, утворюючи суцільний рівномірний факел без очевидних засвітів та перебудови на окремі менші факели.

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

Для подальшого аналізу гідродинаміки потоку палива і окисника в описаній схемі доцільно використовувати гідродинамічний параметр  $q$ , від якого залежить глибина проникнення струменів в потік окисника.

$$q = (\rho_e \cdot W_e^2) / (\rho_n \cdot W_n^2), \quad (3.1)$$

де  $\rho_r$ ,  $\rho_n$  – густина пального газу і повітря відповідно,  $W_r$  і  $W_n$  – швидкість газу і повітря відповідно.

Відомо, що глибина проникнення струменів визначається параметром далекобійності, який для ізотермічного витікання характеризується відстанню в діаметрах струменя по нормалі від отвору газоподачі до точки на осі струменя, де проєкція на горизонтальну вісь становитиме не менше 5% від швидкості в усті струменя. Для визначення глибини проникнення струменів було запропоновано критеріальну залежність:

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

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 встановлено, що значення параметра  $q$  дещо підвищуються при переході на спалювання суміші основного палива з воднем, за умови забезпечення рівності теплотворної здатності суміші. У 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 всіх 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.	Суміш пропан-бутану	23,4	32,2	50,4
2.	Пропан-бутан з воднем	25,0	32,1	50,39

Аналіз отриманих результатів показав, що перехід на спалювання суміші основного палива з воднем збільшує значення параметра  $q$ . Ця тенденція найбільш помітна при горінні в зоні, наближеній до стехіометричної, де збільшення параметра  $q$  для суміші природного газу з воднем становить 10,9%, що призводить до орієнтовного збільшення глибини проникнення струменів на 5%. Для більш калорійного палива, такого як пропан-бутан, ця тенденція майже не проявляється, особливо в режимах, близьких до  $\alpha \rightarrow 1,0$ . З очевидністю, для палив з меншою калорійністю, вплив збільшення глибини проникнення паливних струменів в повітряний потік має бути врахований. Це особливо важливо при адаптації мікродифузійних пальників зі струменево-нішевими стабілізаторами для спалювання водневмісних палив.

Використання водню як домішки до основного палива підвищує реакційну здатність пальної суміші та розширює діапазон сталого горіння в досліджуваній системі. При цьому наявність нішевої порожнини, яка виконує роль стабілізатора полум'я, нівелюється порівняно з горінням чистого пального газу без водню (рис. 3.2, б). Ці особливості актуальні для роботи системи при максимальних витратах палива, тоді як за режимів роботи на знижених навантаженнях, під час запуску та згасання полум'я, нішеві порожнини залишаються важливим чинником стабілізації та інтенсифікації горіння.

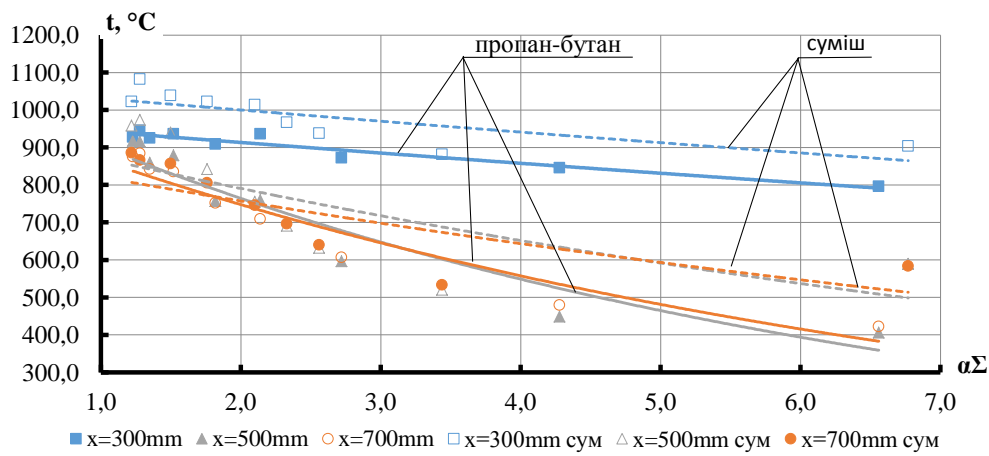
Підсумовуючи наведені результати, слід зазначити, що використання пальника, розрахованого на спалювання природного газу, може вимагати внесення певних конструктивних змін для його використання як універсального пристрою з можливістю періодичного переходу на спалювання сумішей природного газу з воднем. Трансформація процесу гідродинаміки за рахунок збільшення далекобійності палива і зміщення зони стабілізації впливатимуть на робочий процес пальника через зміну зон теплонапружених ділянок пристрою. Таким чином, адаптація пальників СНТ для спалювання сумішей традиційного природного газу з воднем вимагатиме незначного зменшення коефіцієнта захарашення 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. Дослідження показали, що робочі параметри СНС зберігаються без додаткової корекції параметра відносного кроку розташування паливних струменів  $S/d$ .

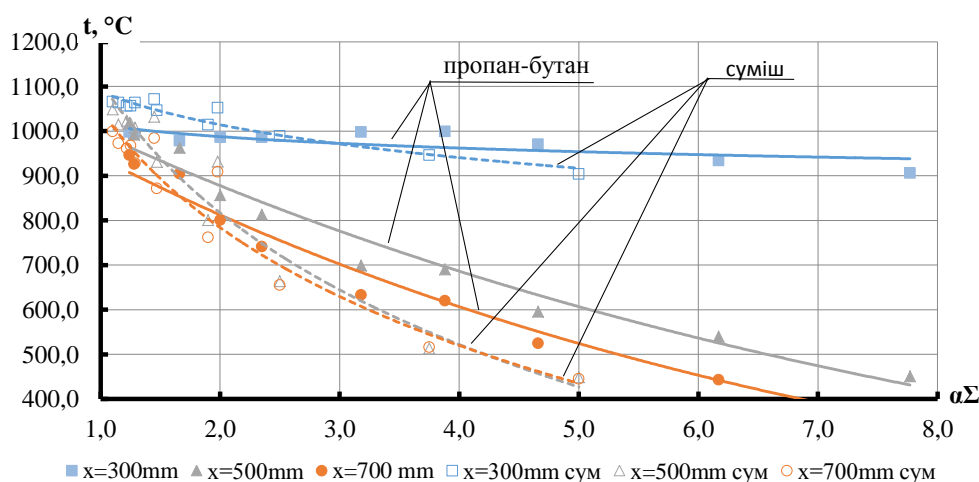
### 3.1.2 Дослідження впливу додавання водню на температуру факела

Відомо, що на емісійні характеристики спалювання палив значний вплив має температура горіння. На рисунку 3.2 представлені графіки температур факела при спалюванні пропан-бутану та суміші з воднем залежно від коефіцієнта надлишку повітря. В ході експериментального дослідження вимірювання температур факела та продуктів спалювання виконувалися по осі каналу вогнетривкої футерованої ділянки на відстанях 300, 500, 700, 900 та 1200 мм від газоподавальних отворів СНС.

На рисунку 3.2 наведено графіки температур факела при спалюванні пропан-бутану та суміші з воднем в залежності від коефіцієнта надлишку повітря.



а)



б)

Рисунок 3.2– 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 3.2 видно, що на початковій ділянці графіки температур мають схожий характер. У випадку спалювання суміші максимальні температури підвищуються загалом на  $100^{\circ}\text{C}$ . На виході з ділянки при  $\alpha \approx 1,0$  спостерігається вирівнювання температур, а зі збільшенням  $\alpha$  для випадку з воднем, відбувається незначне підвищення температури. При збільшенні потужності пального на  $10$  кВт картина змінюється – відбувається зниження температур для суміші, порівняно зі спалюванням пропан-бутану, в області  $\alpha > 4$  на початковій ділянці факела. На відстані від стабілізатора  $x=500$  мм і  $x=700$  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 при "збідненому" горінні. Для коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha=1,5$ , на початковій ділянці факела ( $x=300\dots370$  мм) температури для суміші більші на  $5\%$ , а "хвіст" факела для суміші, навпаки, холодніший на  $30\dots50^{\circ}\text{C}$ . Подальше

зміщення процесу у зону збіднених пальних сумішей призводить до підвищення температур на осі факела для сумішного газу по всій його довжині. Різниця температур становить 90...20°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 порівняно 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°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°C в усіх досліджених режимах. Загалом, додавання водню дещо скорочує довжину факела, орієнтовно на 4-12%. Найбільше цей ефект проявляється при переході до горіння збідненої пальної суміші.

Зрозуміло, що домішки водню значно 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 є ефективним засобом впливу на характеристики технологічного процесу паливоспалювального обладнання.

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

### 3.1.3 Аналіз впливу основних режимних параметрів на концентрації CO та NO<sub>x</sub> в СНС при спалюванні сумішного з воднем пропан-бутану

Результати дослідження емісії оксидів азоту приведені на рис. 3.3.

Підвищення викидів  $\text{NO}_x$  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. 3.3, б).

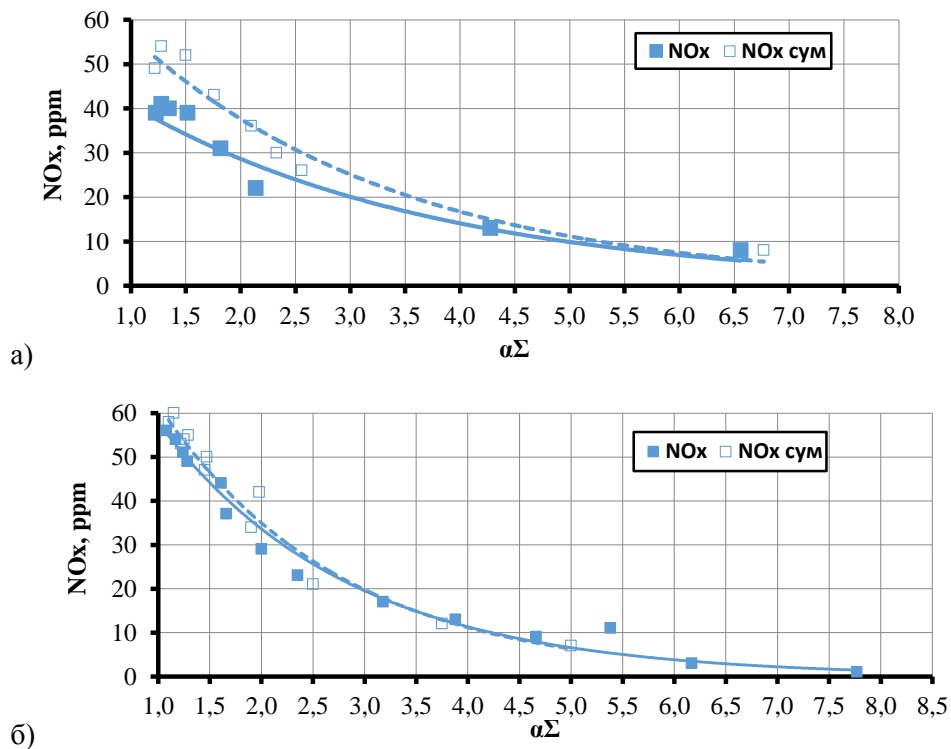


Рисунок 3.3 – Емісійні характеристики оксидів азоту в СНС при спалюванні пропан-бутану та його суміші з воднем: а)  $N=20$  кВт, б)  $N=30$  кВт

Що стосується викидів оксидів вуглецю (рис. 3.3), то різниця між викидами  $\text{CO}$  при додаванні водню та для чистого палива має майже однаковий характер. Тобто водень майже не впливає на екологічні характеристики спалювання пропан-бутану. При підвищенні потужності до 30 кВт спостерігається підвищення викидів для  $\alpha < \alpha_{кр1}$  та зниження викидів оксидів вуглецю на ділянці  $\alpha > \alpha_{кр2}$  майже вдвічі. Схожа поведінка досліджуваних залежностей спостерігається 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 порівняно з характеристиками для природного газу. Так, суміш готувалася в об'ємному співвідношенні 50 на 50 при збереженні калорійності палива для порівнюваних випадків. Крім того, суттєва різниця в густині досліджуваних газів вимагає додаткових технічних заходів для підготовки якісної суміші. Технічно, водень розглядається ефективним у суміші з калорійними паливами з точки зору підвищення їх реакційної здатності та покращення вигорання вуглецю при незначному підвищенні емісії оксидів азоту.

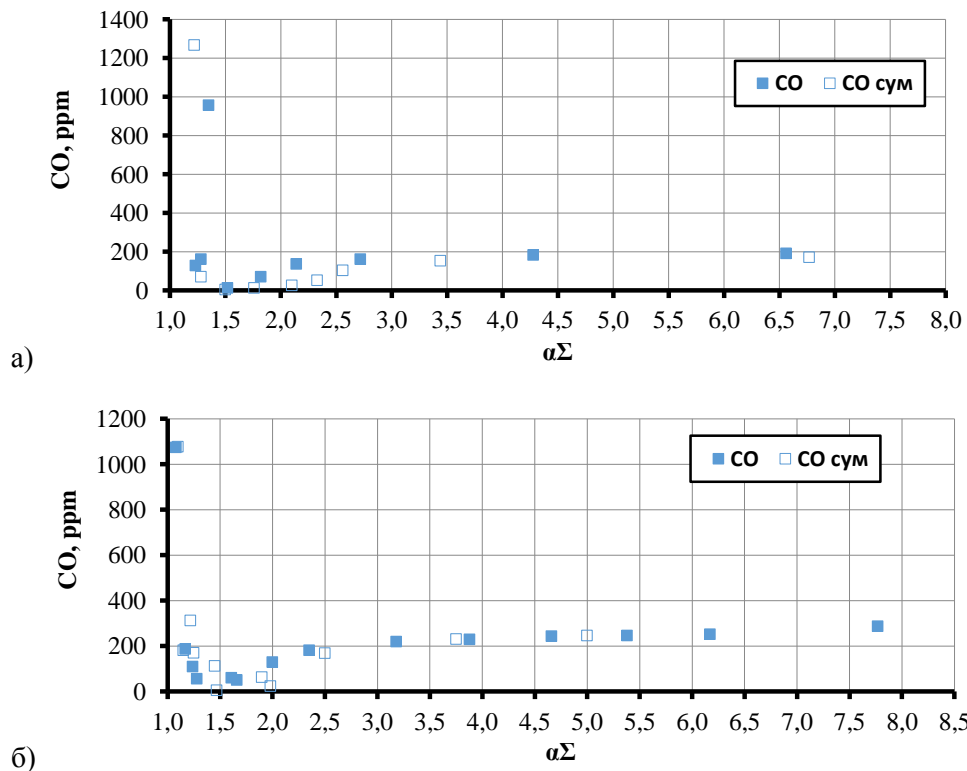


Рисунок 3.4 – Емісійні характеристики оксидів вуглецю в СНС при спалюванні пропан-бутану та його суміші з воднем: а)  $N=20$  кВт, б)  $N=30$  кВт

### 3.1.4 Аналіз приведених емісійних характеристик

Методика, яка використовується в даній роботі містить основні положення, які впливають з термічної теорії утворення  $NO_x$  [92] та робіт, виконаних в лабораторії горіння КПІ ім. Ігоря Сікорського Любчиком Г.М.

Необхідність оцінки за таким підходом випливає 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 теплонапруження.

Залежність, що використовується, має вигляд:

$$NO_x^{np} = \frac{NO_x}{\prod K_i^{0.5}} = k_0 \exp\left[\frac{-E_{ef}}{RT}\right], \quad (3.4)$$

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.

$$K_1 = (1-\psi)^2 \cdot \psi; \quad K_2 = \sqrt{\frac{P}{P_{н.у.}}}; \quad K_3 = \sqrt{\frac{T_{н.у.}}{T_0}}; \quad K_4 = \sqrt{\frac{(\alpha-1)}{\alpha}}. \quad (3.5)$$

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  $\tau_{пер}$  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:

$$K_\tau = q_v^{-n}, \quad (3.6)$$

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

$$q_v = \frac{\rho_c \cdot V_c \cdot Q_n^p}{V_{к.32} \cdot P_{к.32}}. \quad (3.7)$$

Так, концентрацію оксидів азоту можна описати співвідношенням:

$$NO = \frac{k_0 \cdot [NO]}{\tau_{NO}} \quad (3.8)$$

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

Отримані результати корелюються з наведеними вище висновками про вплив водню на емісійні показники стабілізатора. Суміш природного газу з 50% вмісту водню показує найвищі рівні параметра  $\ln NO_{xpr}$  у всьому дослідженому діапазоні режимів роботи системи, що підтверджується експериментальними даними і детально показано у попередніх розділах.

Методика перерахунку приведених емісійних показників оксидів азоту, яка була використана, широко апробована для пальників конструкції КПІ, зокрема для пальників трубчастого типу та струменево-нішевого стабілізатора при спалюванні природного газу. Цей підхід розглядається як універсальний механізм при проведенні екологічного аудиту паливоспалювального обладнання. Приведені результати підтверджують можливість застосування прийнятого підходу також і для сумішевих палив з воднем, оскільки вони достовірно відтворюють фізичні результати експериментів..

б)

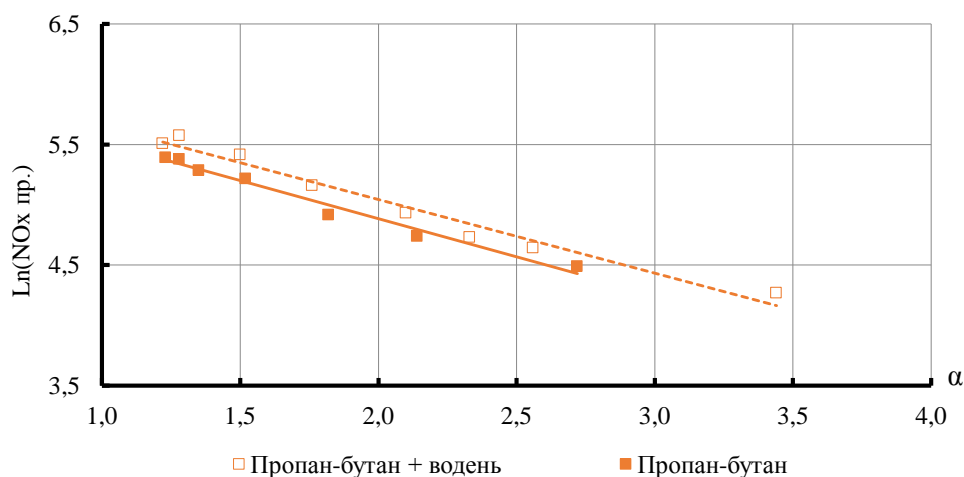


Рисунок 3.5 – Приведені емісійні характеристики оксидів азоту в залежності

від складу палива та коефіцієнту надлишку повітря для пропан-бутан і суміш з воднем

### 3.1.5 Рекомендації щодо адаптації конструкції СНС до спалювання сумішного палива

Виконані дослідження показали значний вплив домішок водню на організацію робочого процесу СНС. Цей вплив стає суттєвим при об'ємних концентраціях водню понад 30% у складі основного палива. Висока реакційна здатність водню покращує процес горіння, що проявляється в значній інтенсифікації хімічних реакцій і процесів переносу. Покращення показників робочого процесу СНС підтверджується отриманими результатами вимірювань температур факела, газового аналізу продуктів згоряння та дослідження закономірностей гідродинаміки горіння сумішних палив.

Варто зазначити, що параметри паливорозподілу для досліджуваних паливних газів були обрані на основі попередніх досліджень [93] і не піддавалися коригуванню при додаванні домішок водню. Відносний крок розташування отворів для природного для суміші пропан-бутану – 4,5. Обране значення забезпечує раціональне сумішоутворення і стійку гідродинамічну структуру потоку. Колектори газорозподілу мали діаметр отворів 3,0 мм. Цей підхід до вибору паливорозподілу базується на використанні універсальної геометрії, яка дозволяє реалізувати робочий процес пальника з можливістю спалювання як основного палива, так і його сумішей з різними домішками водню.

За результатами досліджень можна припустити, що високоактивний 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. Однак розміщення ряду паливних отворів відносно зривної кромки, що позначається параметром  $L_1$  (рис. 3.6), ймовірно, потребуватиме уточнення з урахуванням ресурсних показників матеріалу стабілізатора.

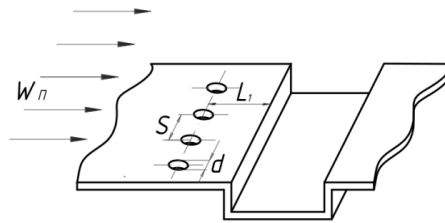


Рисунок 3.6 – Струменеві-нішева система

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 доцільно орієнтувати робочий механізм спалювання в області дифузійного факелу.

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

Питання оптимізації конструкції самоохолодження термічно напружених елементів у стабілізаторних пальниках СНТ було досліджене в роботі [94]. У ній надано рекомендації стосовно організації внутрішнього обтікання стабілізатора пальника з метою охолодження найбільш нагрітого торця пілону внутрішнім потоком пального. Таким чином, у якості охолоджувального агента використовується паливо, яке перед спалюванням проходить попередню термічну підготовку (рис. 3.7).

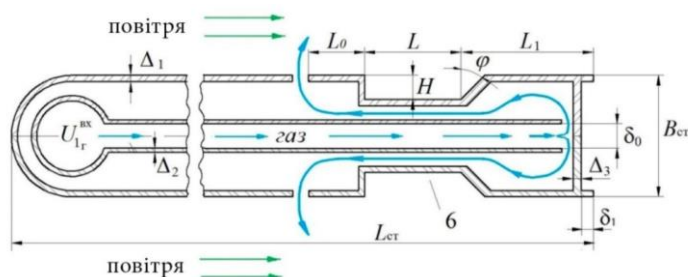
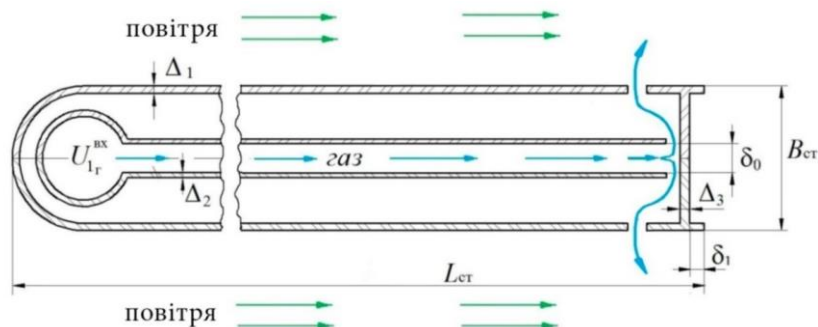


Рисунок 3.7– Схема внутрішнього обтікання стабілізатору пальника СНТ

## охлаждаемым реагентом

Експлуатація пальників демонструє ефективність запропонованої конструкції стабілізатора як з точки зору організації робочого процесу, так і з точки зору забезпечення надійності експлуатації обладнання. В результаті отримано багаторічний досвід експлуатації вогнетехнічного обладнання на природному газі, коли факел контактує з елементами стабілізатора (здебільшого це нішева порожнина) на зниженій потужності обладнання. При роботі на номінальних теплових режимах область стабілізації факелу зміщується в сторону топки і контактує лише з торцевою поверхнею стабілізаторних елементів, які ефективно охолоджуються з внутрішньої сторони стінки. Таким чином, перебудова факелу при збільшенні теплової потужності пальника не призводить до перегріву його елементів у разі спалювання традиційних газів.

Зовсім інша картина спостерігається при застосуванні сумішних газів з використанням водню. З огляду на зниження значущості нішевих порожнин при спалюванні сумішей, як було зазначено у розділі 3.1, доцільно спростити конструкцію стабілізаторів шляхом використання лише торцевої ніші як стабілізатора, без розміщення нішевих каверн на бокових стінках пілону (рис. 3.8). У результаті паливні отвори максимально змістяться до зривної кромки, і площа стінки стабілізатора, що піддається дії максимального теплового потоку, буде мінімізована.



## 4 ВИЗНАЧЕННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

### 4.1 Водогрійні котли КБНГ-2,5

Котел КБНГ-2,5 є водогрійним газовим котлом, призначеним для опалення та гарячого водопостачання. Цей котел має потужність 2,5 МВт і розрахунковий робочий тиск 0,6 МПа, що дозволяє йому нагрівати воду до температури 150°C. Високий коефіцієнт корисної дії, який перевищує 90%, забезпечує ефективне використання палива та високу енергоефективність котла.

Корпус котла виготовлений з високоякісної сталі, що забезпечує йому високу міцність і тривалий термін служби. Конструкція корпусу передбачає легкий доступ до внутрішніх частин, що полегшує обслуговування та ремонт. Теплообмінник котла складається з труб з високою теплопровідністю, що сприяє ефективній передачі тепла від продуктів згоряння до води. Додатково, конструкція теплообмінника зменшує відкладення накипу та інших відкладень, що підвищує ефективність роботи котла та знижує потребу в регулярному обслуговуванні.

Однією з ключових особливостей котла КБНГ-2,5 є сучасний пальниковий пристрій СНТ-34 БЛ, який забезпечує високу ефективність спалювання газового палива. Цей пальник має регульовану потужність, що дозволяє оптимізувати роботу котла залежно від потреби в теплі. Пальниковий пристрій постачається у змонтованому вигляді разом із перехідником, вентилятором, шиббером та газовою рампою, що забезпечує простоту монтажу та налаштування.

Система автоматичного управління, встановлена на котлі, включає регулювання температури води, тиску, а також контроль за процесом горіння. Це забезпечує безпечну експлуатацію котла та економію палива. Система безпеки котла включає захист від перегріву, зниження тиску, а також аварійне відключення в разі нештатних ситуацій. Всі компоненти системи безпеки відповідають сучасним стандартам і нормам, що гарантує надійну та безпечну роботу котла.

Крім того, котел оснащений вентилятором, який забезпечує подачу повітря до пальника. Вентилятор має регульовану швидкість, що дозволяє точно

налаштовувати подачу повітря відповідно до потреб процесу горіння. Це сприяє більш ефективному спалюванню палива та знижує викиди шкідливих речовин в атмосферу.



Рисунок 4.1 – Фото водогрійного котла КБНГ-2,5 №3

#### 4.2 Теплотехнічна частина

Режимно-налагоджувальні випробування водогрійних котлів КВГМ-20 були проведені згідно з технічною програмою, викладеною в цьому звіті. Вимірювання здійснювалися відповідно до наданої схеми та переліку використаних приладів і пристосувань.

Перед початком основних режимно-налагоджувальних випробувань проводилися попередні вимірювання з метою визначення мінімального стійкого та максимального фактичного навантаження котлів, а також оцінки основних екологічних та економічних показників роботи котлів у робочих режимах. Крім того, був складений перелік недоліків і дефектів обладнання, які впливають на економічність та обсяг валових викидів токсичних компонентів.

Техніко-економічні показники роботи котла визначалися за загально прийнятою методикою випробувань котельних агрегатів.

Тепловий баланс зводився по методу узагальнених технічних характеристик проф. Развича М.Б.[90].

1. ККД бруто визначався по зворотному балансу:

$$\eta_{\text{к.бр.}} = 100 - q_2 - q_3 - q_5 \quad (4.1)$$

$q_2$  - втрати тепла з відхідними газами визначались для відповідних природному газу приведених значень узагальнених теплотехнічних характеристик по формулі:

$$q_2 = \frac{T_{\text{від.}} - L \cdot T_{\text{x.n.}}}{T_{\text{max}}} [C + (h - 1) \cdot K \cdot B] \% \quad (4.2)$$

$T_{\text{від.}}$  - температура відхідних газів в балансовій точці

$T_{\text{x.n.}}$  - температура повітря

$h$  - коефіцієнт об'єму димових газів %

$$q_3 = 3,12 \cdot CO \cdot h \% \quad (4.3)$$

CO – об'ємна концентрація окисла вуглецю %

$$q_5 = q_{5\text{ном.}} \frac{D_{\text{ном.}}}{D_{\text{фак.}}} \quad (4.4)$$

$q_{5\text{ном.}}$  - втрата тепла при номінальному навантаженні в %;

$D_{\text{ном.}}$  - номінальна продуктивність котла т год;

$D_{\text{фак.}}$  - дійсне навантаження котла т год;

#### 4.3 Екологічна частина

Методика складена згідно з методикою «Викиди забруднювальних речовин в атмосферу від енергетичних установок» ГКД 34.02305 – 2002.[91]

1. Масова концентрація в відхідних газах оксидів азоту в перерахунку на  $NO_2$  визначається по формулі:

$$C_M = C_{\text{об.}} \cdot 1_{\text{ppm}} \quad (4.4)$$

Де:  $C_{\text{об.}}$  – об'ємна концентрація оксидів азоту, яка визначається шляхом аналізу димових газів.

$$1_{\text{ppm}} = 1 \cdot 0,0001\% \text{об.} = \frac{M \cdot NO_2}{22,4} = 2,053 \text{ мг/м}^3 \quad (4.5)$$

M – молекулярна вага

2. Масова концентрація в відхідних димових газах шкідливих речовин приведена до нормальних умов (0 °С, 760 мм.рт.ст..) при коефіцієнті надміру повітря  $\alpha = 1$ :

$$C_{CO}\alpha = 1 = 446,4 \cdot M \cdot Y \cdot h \quad (4.6)$$

Де:  $Y$  - об'ємна концентрація окисла вуглецю, оксидів азоту.

$h$  – коефіцієнт розбавлення продуктів горіння.

$M$  – молекулярна вага окисла вуглецю, оксидів азоту.

$$h = \frac{21}{21 - Q_2} \quad (4.7)$$

3. Питомі викиди оксидів на 1 Гкал виробленого тепла визначається по формулі:

$$B = \frac{3,6 \cdot C_{\alpha} = 1 \cdot 100}{\alpha \cdot \eta_{БР}} \text{ мг/Гкал} \quad (4.8)$$

Де:  $\eta_{БР}$  - ККД котлоагрегата %;

$\alpha$  – відношення нижчої теплоти горіння палива до об'єму сухих продуктів горіння  $M_{дж}/m^3 = 4,187$

4. Максимальний секундний викид оксидів від агрегата:

$$\text{Сек.} = \frac{B_{МАХ} \cdot Q_{Г}}{3600} \text{ Г/сек} \quad (4.9)$$

Де:  $Q_{Г}$  - тепло вироблене агрегатом Гкал год;

$B_{МАХ}$  - Максимальний викид оксидів мг Гкал;

6. Температура димових газів на виході з димаря:

$$T''_{ТР} = T'_{ТР} - \Delta T_{ТР} - \Delta T_{ДХ} \quad (4.10)$$

Де:  $T'_{ТР}$  - температура димових газів на виході з труби °С;

$\Delta T_{ТР}$  - падіння температури газів на 1 м. димаря °С;

$\Delta T_{ДХ}$  - падіння температури від димососа о димаря °С;

$$T_{\text{ТР.}} = \frac{B_{\text{T1}} \cdot \alpha_{\text{УХ1}} + T_{\text{УХ2}} + B_{\text{T2}} \cdot \alpha_{\text{УХ2}} + T_{\text{УХ2}} \dots}{B_{\text{T1}} \cdot \alpha_{\text{УХ1}} + B_{\text{T2}} \cdot \alpha_{\text{УХ2}} \dots} \quad (4.11)$$

Де:  $B_T$  - витрата натурального палива м<sup>3</sup>/ГОД

$\alpha_{\text{УХ}}$  – надлишок повітря за димососом кожного котла;

$T_{\text{УХ}}$  – температура газів з димососом кожного котла котла °С;

$$\Delta T_{\text{ТР.}} = \Delta t_{\text{ТР.}} \cdot H_{\text{ТР.}}$$

Де:  $\Delta t_{\text{ТР.}}$  - падіння температури газів по висоті димаря °С;

$H_{\text{ТР.}}$  – висота труби м;

$$\Delta t_{\text{ТР.}} = 0,4 \sqrt{D} \quad (4.12)$$

Де:  $D$  – еквівалентна величина:

$$\sqrt{D} = \frac{\sqrt{B_T \cdot Q_{\text{Д.Н.}}}}{822} \quad (4.13)$$

7. Визначення секундного об'єму димових газів на виході з гирла:

$$V_{\text{ТР.}} = \frac{\sum B_n [V_{\text{Г.}}^0 + V_{\text{П.}}^0 (\alpha_{\text{УХ}} - 1)] \cdot \rho_{\text{Н.}}}{3600} \cdot \frac{273 + T_{\text{ТР.}}}{273} \cdot \frac{760}{P_{\text{Б}}} \text{ м}^3 / \text{сек.} \cdot \sin^{-1} \theta \quad (4.14)$$

Де:  $V_{\text{Г.}}^0$ ,  $V_{\text{П.}}^0$  - об'єми продуктів згорання та необхідні об'єми повітря для спалювання 1 кг палива нм<sup>3</sup> кг

$\rho_{\text{Н}}$  - густина сухого природного газу при нормальних умовах кг/нм<sup>3</sup>

8. Визначення швидкості викидів шкідливих речовин з гирла димаря:

$$W_{\text{ТР.}}'' = \frac{V_{\text{ТР.}}}{f_{\text{Гир.}}} \quad (4.15)$$

Де:  $f_{\text{Гир.}}$  - площа живого перетину гирла димаря м<sup>2</sup>

#### 4.3.1 Впровадження струменево-нішевої технології на водогрійному котлі

Проект заміни штатних пальників включає впровадження струменево-нішеві пальники в існуючу амбразуру котла з ціллю вдосконалення технології –горіння у порівнянні зі штатним устаткуванням.

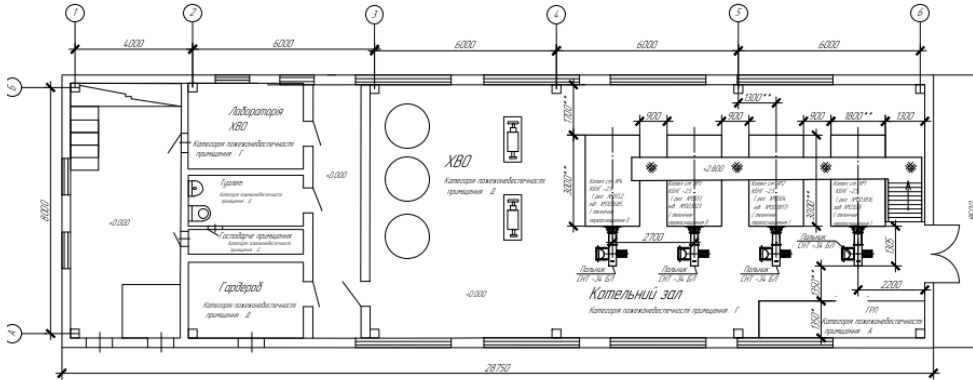


Рисунок 4.2 - Ситуаційний план котельні

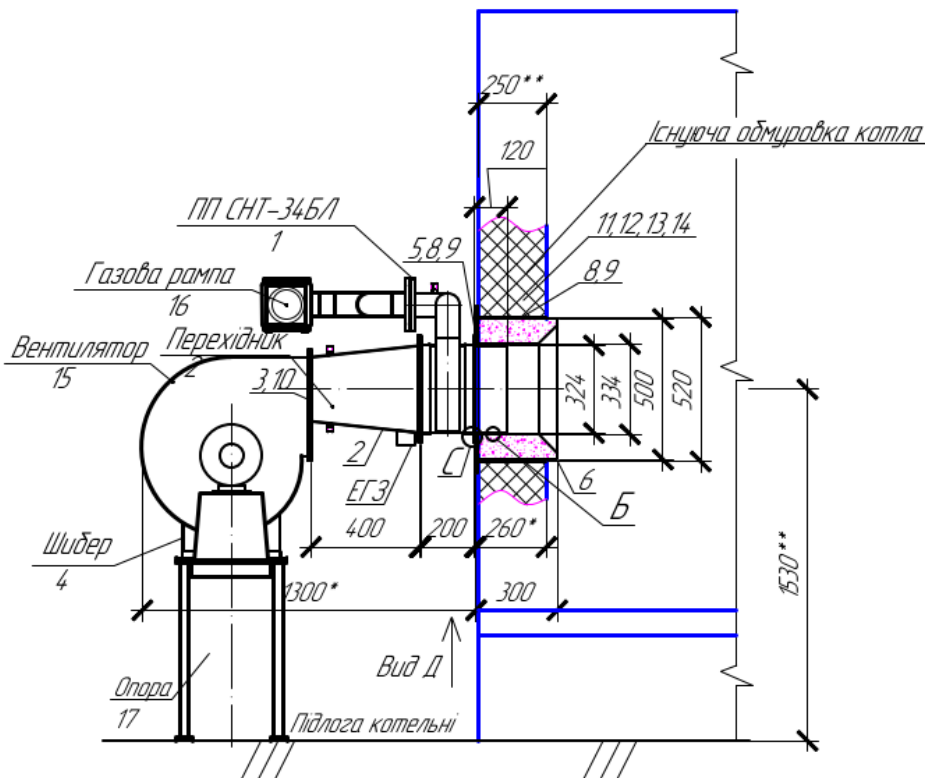


Рисунок 4.3 – розріз котла КБНГ-2,5і

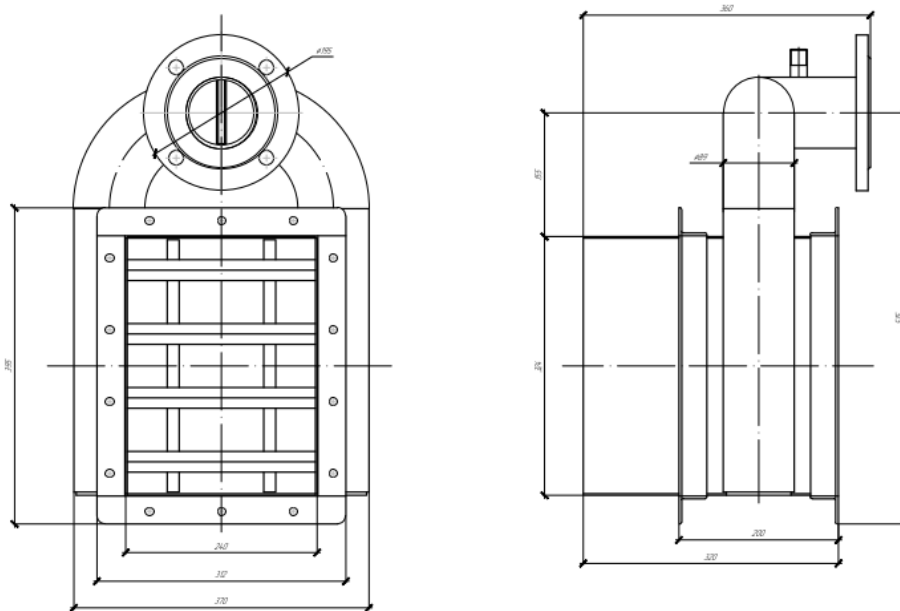


Рисунок 4.4 – Пальник СНТ-34

#### 4.3.2 Загальна характеристика емісії CO та NO<sub>x</sub> в СНС

В умовах промислової експлуатації для всіх ПП коефіцієнт надлишку повітря є базовою характеристикою тому, що визначає умови процесу горіння, а також неоднозначність рівня емісії NO<sub>x</sub> та CO. Слід зазначити, що критичні значення даного параметру є основним критерієм вибору пального пристрою відповідно до технологічних умов процесу горіння на ВО таких, як: топки енергетичних та водогрійних котлів, камери згорання ГТУ, сушила, печі та ін. Вплив  $\alpha$  на рівень емісії залежить основним чином від конструктивної схеми пальника, способу сумішоутворення та інтенсивності тепломасообмінних процесів в зоні горіння. Далі в роботі приведено характеристики виду  $NO_x = f(\alpha)$  і  $CO = f(\alpha)$ , які можуть фіксуватися не тільки при газовому аналізі в лабораторних умовах, але й при проведенні налагодження та пуску котлоагрегатів в промислових умовах і при побудові режимних карт вогнетехнічне обладнання.

В процесі експериментальних та промислових досліджень пальників побудова характеристик  $\text{NO}_x = f(\alpha)$  і  $\text{CO} = f(\alpha)$  може бути реалізована двома шляхами.

Перший це шляхом зміни витрати повітря при постійній витраті палива та інших режимних параметрах, а другий – шляхом зміни витрати палива при постійних швидкостях повітря та, відповідно, всіх інших параметрах. В задачі досліджень входило визначення емісійних якостей СНС з запропонованою стосовно покращених пускових якостей геометрією паливо розподілу, а також визначення можливості виходу на номінальні витрати без зривів та пульсацій в аналогічних умовах однозначності. До умов однозначності при дослідженні пальників відносять: тип ПП, об'єм та конфігурацію топкового простору, умови теплообміну та ін. Таким чином, за допомогою газового аналізу необхідно визначити можливості використання запропонованих параметрів (попередній розділ роботи) відносного кроку розташування отворів  $S$ , їх діаметру  $d$  та відстані  $L_1$  для відповідного палива в умовах розташування СНС в каналі прямокутного перетину. На рис. 4.1 приведені індивідуальні характеристики  $\text{NO}_x = f(\alpha)$  і  $\text{CO} = f(\alpha)$  для СНС з кроком розташування отворів 4,5 та діаметром 3 мм.

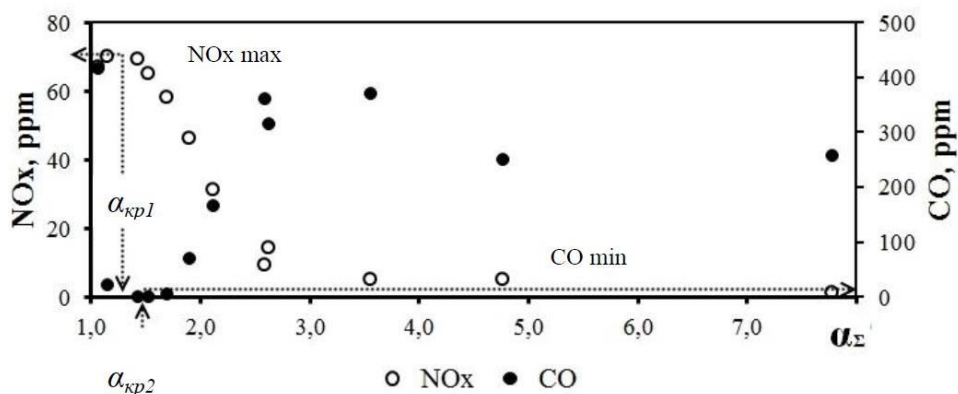


Рис. 4.5 –Вплив надлишку повітря на концентрацію окислів азоту та монооксиду вуглецю при спалюванні зрідженого газу в СНС з параметрами:  $d=3$  мм,  $S=5,0$ ,  $L_1=10$  мм, висота повітряного каналу  $H_k=36$  мм, швидкість повітря в каналі  $W_{п}=5$  м/с

Як видно з рисунку, приведені залежності мають екстремальний вигляд. Так, характеристика для окислу азоту має екстремум в області  $\alpha \rightarrow 1$ , в той час, як в тій же області продукти неповного згоряння вуглецю зводяться майже до нуля і приймають свій мінімум при  $\alpha = 1,48$ . Суміщення двох характеристик дозволяє проаналізувати наявність двох характерних критичних точок, що відповідають екстремумам відповідних кривих.

Враховуючи розташування  $\alpha_{кр1}$  та  $\alpha_{кр2}$ , для загального аналізу областей в діапазоні досліджуваних режимів можна виділити три області. Перша з яких відповідає проміжку ( $\alpha < \alpha_{кр1}$ ) і в якій емісія оксидів азоту зменшується, а емісія оксидів вуглецю навпаки екстремально зростає. В другій зоні, що відповідає ( $\alpha_{кр1} \leq \alpha \leq \alpha_{кр2}$ ), в напрямку зменшення надлишку повітря відбувається однозначне зростання досліджуваних емісійних характеристик.

Стосовно ж третьої області ( $\alpha > \alpha_{кр2}$ ), то тут також спостерігається неоднозначна поведінка характеристик як і в першій області, з тією різницею, що криві поводять себе навпаки в порівнянні з ( $\alpha < \alpha_{кр1}$ ).

#### 4.3.3 Результати еколого-теплотехнічних випробувань пальників в промислових умовах

Ця частина досліджень магістерської дисертації присвячена випробуванням пальників на водогрійному котлі КБНГ-2,5 (рис. 4.1). При порівнянні двох типів пальників, ГГ-СБ-3,5 та СНТ-34, були використані дві режимні карти водогрійного котла, на основі яких побудовані графіки їх роботи. Це дозволило детально проаналізувати залежність ключових показників, таких як втрати теплоти, емісійні характеристики та коефіцієнт надлишку повітря, від теплової продуктивності котла.

Пальник ГГ-СБ-3,5 демонструє певні переваги з точки зору зниження викидів оксидів азоту (NOx), але характеризується вищими втратами тепла з газами, що відходять, та вищими температурами відхідних димових газів. Це може свідчити про менш ефективну теплову утилізацію. Водночас, пальник СНТ-34 показує кращі результати з точки зору мінімізації втрат тепла, маючи нижчі втрати через стінки

котла та стабільніші викиди оксидів вуглецю (CO), а також нижчі температури відхідних димових газів.

Такі дослідження є надзвичайно важливими для вибору оптимальних пальників, які забезпечують не тільки високий рівень енергоефективності, але й відповідають сучасним екологічним вимогам. Результати цих випробувань можуть бути використані для подальшого вдосконалення конструкцій пальників та водогрійних котлів, що сприятиме зниженню витрат на паливо та зменшенню негативного впливу на навколишнє середовище.

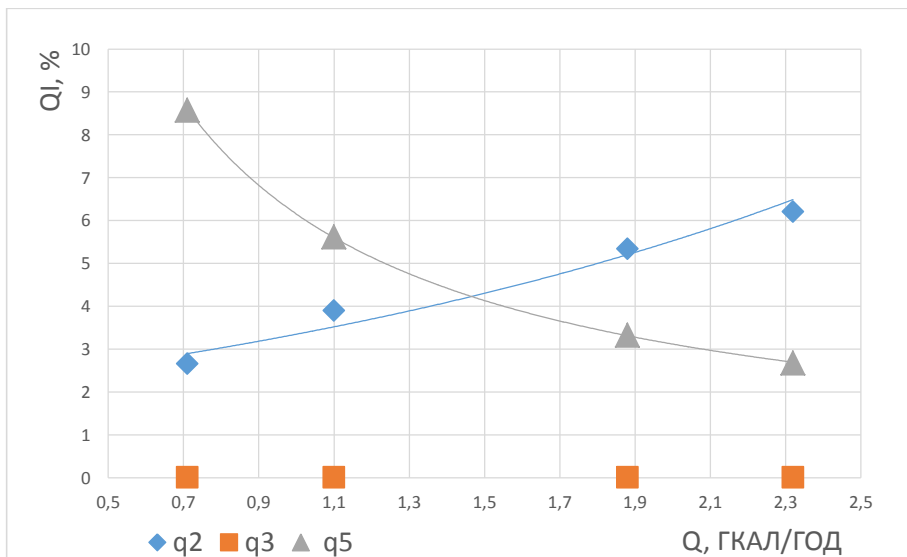


Рисунок 4.6 - Взаємозв'язок теплових втрат з продуктивністю котла, оснащеного пальником СНТ-34, де  $q_2$  – втрати з відхідними газами,  $q_3$  – втрати через хімічний недопал, а  $q_5$  – втрати в навколишнє середовище через стінки котла

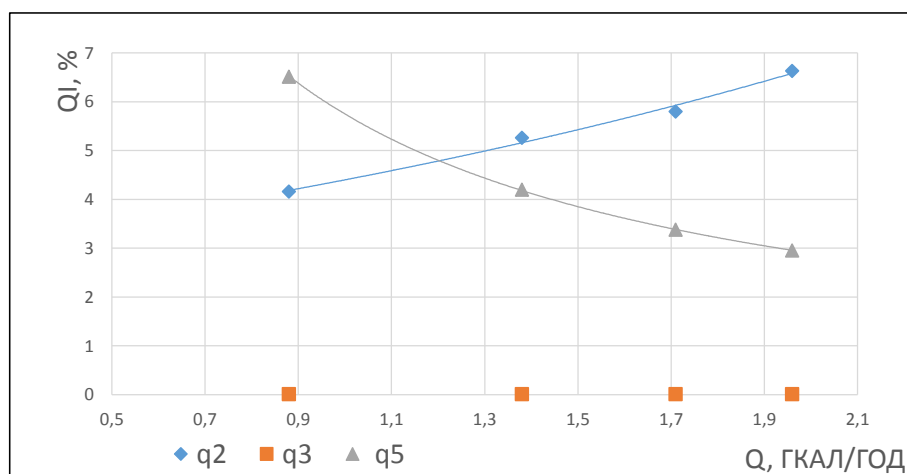


Рисунок 4.7 - Взаємозв'язок теплових втрат з продуктивністю котла, оснащеного пальником ГГ-СБ-3,5, де  $q_2$  – втрати з відхідними газами,  $q_3$  – втрати через хімічний недопал, а  $q_5$  – втрати в навколишнє середовище через стінки котла

Порівнюючи втрати теплоти для двох пальників – СНТ-34 та ГГ-СБ-3,5, як показано на рисунка 4.6 та 4.7 можна зробити кілька важливих висновків. Почнемо з втрат теплоти з газами, що відходять ( $q_2$ ). У пальника СНТ-34 ці втрати поступово збільшуються зі збільшенням теплопродуктивності і досягають приблизно 5% при теплопродуктивності 2,0 Гкал/год. У пальника ГГ-СБ-3,5 спостерігається аналогічна тенденція, але втрати з газами, що відходять, є трохи більшими – вони досягають приблизно 6% при такій же теплопродуктивності. Це вказує на те, що котел обладнаний пальником ГГ-СБ-3,5 має трохи більші втрати з газами, що відходять, у порівнянні з пальником СНТ-34.

Далі розглянемо втрати в навколишнє середовище через стінки котла ( $q_5$ ). Для обох пальників ці втрати зменшуються зі збільшенням теплопродуктивності. У пальника СНТ-34 втрати через стінки котла становлять близько 3% при теплопродуктивності 2,0 Гкал/год. Для пальника ГГ-СБ-3,5 ці втрати трохи більші і становлять близько 3,5% при такій же теплопродуктивності. Це свідчить про те, що пальник СНТ-34 має трохи менші втрати через стінки котла порівняно з ГГ-СБ-3,5.

Втрати з хімічним недопалом ( $q_3$ ) для обох пальників залишаються стабільними і не залежать від теплопродуктивності. Вони становлять близько 0,01% при будь-якому значенні теплопродуктивності для обох пальників.

Загалом, можна зробити висновок, що пальник СНТ-34 демонструє кращі характеристики з точки зору мінімізації втрат теплоти у різних режимах роботи котла. Пальник ГГ-СБ-3,5 має трохи більші втрати з газами, що відходять, та через стінки котла при збільшенні теплопродуктивності порівняно з пальником СНТ-34. Водночас, обидва пальники мають однакові і незначні втрати з хімічним недопалом.

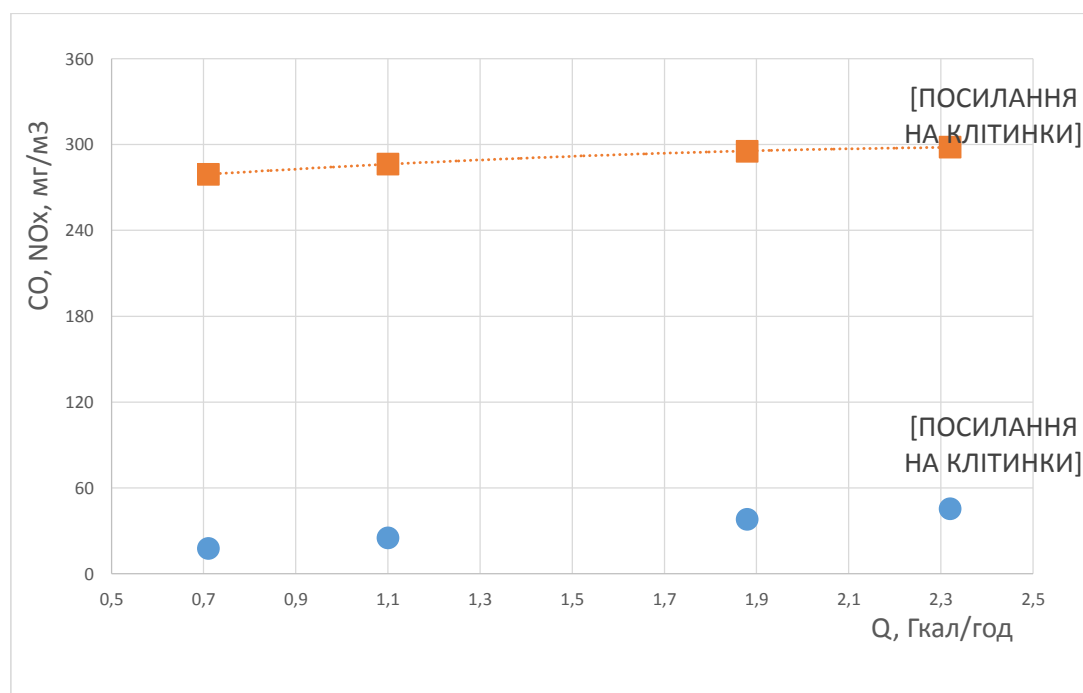


Рисунок 4.8 – Залежність емісійних характеристик пальників СНТ-34 від їхньої теплової потужності: 1 – викиди оксидів азоту, 2 – викиди оксидів вуглецю.

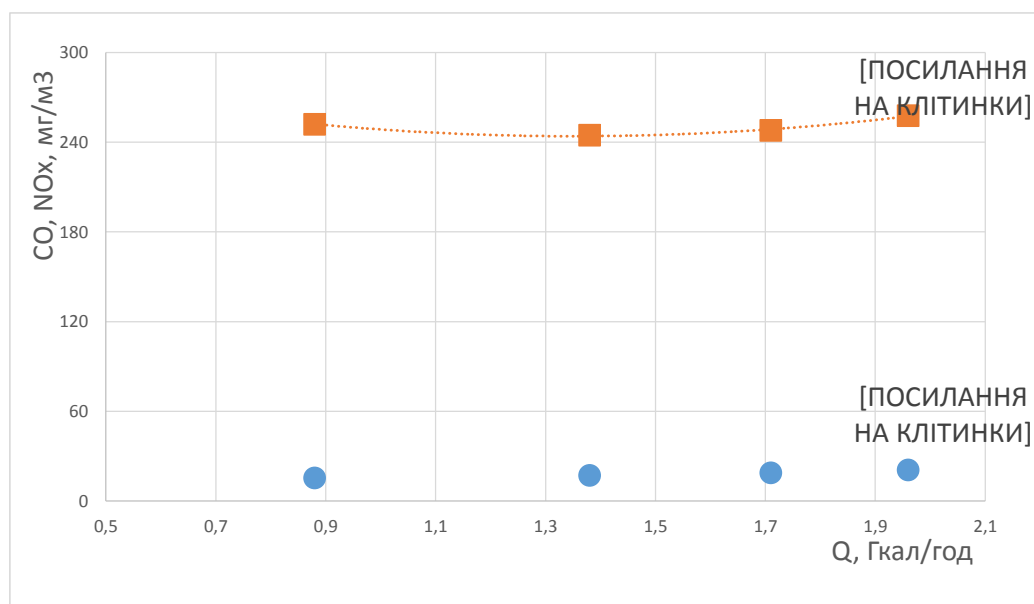


Рисунок 4.9– Залежність емісійних характеристик пальників ГГ-СБ-3,5 від їхньої теплової потужності: 1 – викиди оксидів азоту, 2 – викиди оксидів вуглецю.

Як ми на рисунку 4.8 та 4.9 Пальник ГГ-СБ-3,5 демонструє нижчі викиди оксидів азоту (NOx) порівняно з пальником СНТ-34, що може бути перевагою з точки зору зменшення впливу на навколишнє середовище. Водночас, обидва пальники мають низькі і стабільні викиди оксидів вуглецю (CO), що свідчить про ефективне спалювання палива. Пальник СНТ-34 має дещо вищі викиди CO, але вони все ще залишаються в межах допустимих норм.

Ці дані дозволяють зробити вибір пальника на основі пріоритетів: якщо важливіше знизити викиди NOx, варто розглянути пальник ГГ-СБ-3,5, тоді як пальник СНТ-34 може бути кращим вибором, якщо акцент робиться на стабільності викидів CO при змінній тепловій потужності.

На рисунку 4.10 показано, що робочий діапазон навантажень для досліджуваного котла з пальником СНТ є ширшим більше ніж у 1,5 рази, що є пріоритетним з точки зору регулювання навантаження за умови збереження ефективності робочого процесу.

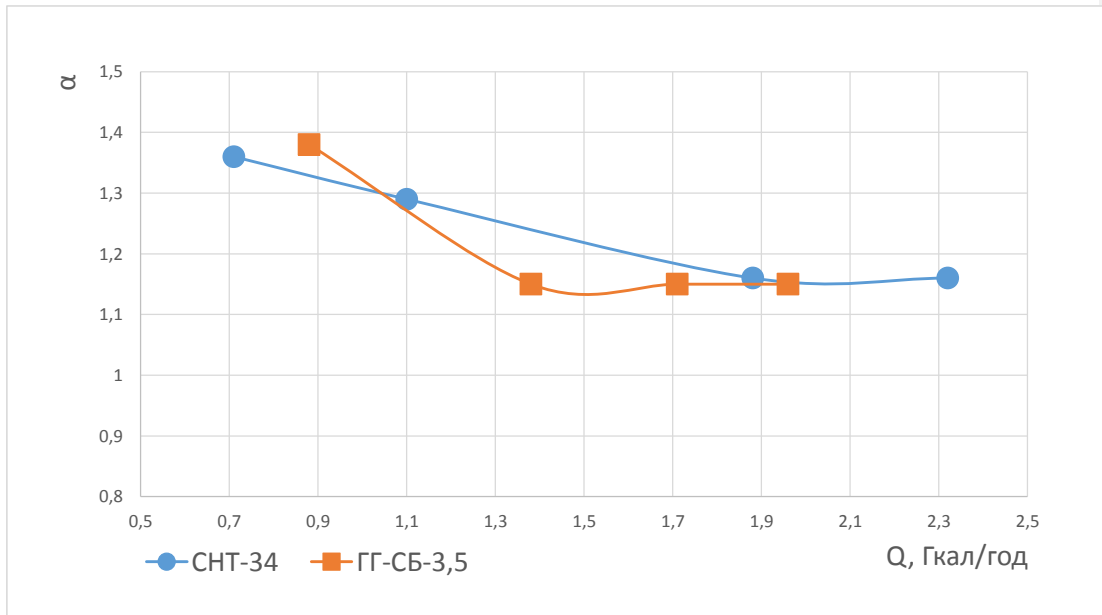


Рисунок 4.10 – Взаємозв'язок коефіцієнта надлишку повітря з тепловою продуктивністю

Як ми бачимо по рисунку 4.10 палик СНТ-34 має більш стабільну і передбачувану залежність коефіцієнту надлишку повітря від теплопродуктивності, з поступовим і плавним зменшенням  $\alpha$  при збільшенні теплопродуктивності. Палик ГГ-СБ-3,5, хоча і має схожу тенденцію до зменшення  $\alpha$ , демонструє більше коливань, що може вказувати на менш стабільний процес горіння при змінних режимах експлуатації.

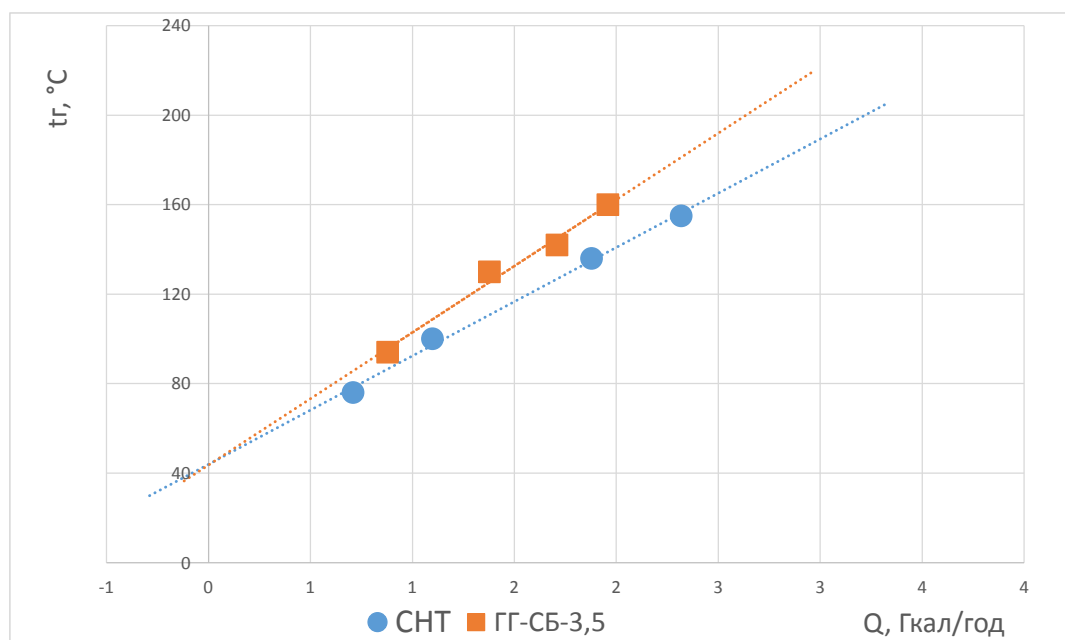


Рисунок 4.11 - Взаємозв'язок температури відхідних димових газів з тепловою продуктивністю котла.

На рисунку 4.11 зображено графік зміни температури відхідних димових газів з тепловою продуктивністю котла ми бачимо що паливник ГГ-СБ-3,5 демонструє вищу температуру відхідних димових газів у порівнянні з паливником СНТ-34 при будь-якому значенні теплової продуктивності котла. Це може вказувати на те, що котел з паливником ГГ-СБ-3,5 менш ефективно утилізує тепло, оскільки більше тепла виходить з димовими газами. А з паливником СНТ-34, навпаки, демонструє нижчі температури відхідних димових газів, що може свідчити про кращу теплову ефективність і менші втрати тепла через димові гази. Зазначені особливості характерні для впровадженої технології горіння, яка забезпечує більшу теплонпруженість факелу за рахунок зменшення його довжини, таким чином теплосприйняття топки збільшується у порівнянні зі штатними паливниковими пристроями.

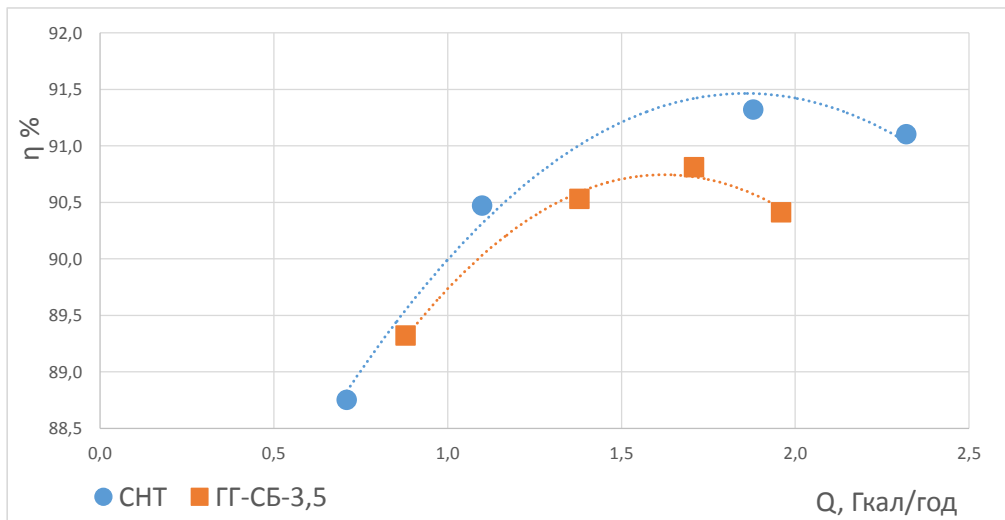


Рисунок 4.12 - Залежність ККД котла бруutto від теплопродуктивності

На графіку 4.12 зображені залежності коефіцієнта корисної дії (ККД) котла бруutto від теплопродуктивності (Q) для двох типів паливників: СНТ та ГГ-СБ-3,5. ККД паливника СНТ поступово збільшується зі збільшенням теплопродуктивності. Максимальний ККД досягається при теплопродуктивності близько 2,5 Гкал/год і становить трохи більше 92%. Після досягнення максимуму, ККД починає знижуватись при подальшому збільшенні теплопродуктивності. ККД паливника ГГ-СБ-3,5 також збільшується зі збільшенням теплопродуктивності, але нижчими темпами порівняно з паливником СНТ. Максимальний ККД досягається при теплопродуктивності близько 2 Гкал/год і становить трохи більше 91%. Після досягнення максимуму, ККД починає знижуватись, але більш різко порівняно з паливником СНТ.

Отже Паливник СНТ має вищий ККД в діапазоні теплопродуктивності від 1 до 3 Гкал/год порівняно з паливником ГГ-СБ-3,5, що робить його більш ефективним для використання в різних режимах експлуатації. Паливник ГГ-СБ-3,5 демонструє нижчу ефективність та більш різке зниження ККД після досягнення максимального значення, що може обмежувати його використання при вищих теплопродуктивностях.

Аналізуючи отримані результати можна сказати що пальник СНТ-34 загалом показує кращі характеристики з точки зору мінімізації втрат теплоти та екологічної ефективності. Він має нижчі втрати тепла через стінки котла та стабільніші викиди оксидів вуглецю (CO), а також нижчі температури відхідних димових газів, що свідчить про кращу теплову утилізацію. Пальник ГГ-СБ-3,5 має менші викиди оксидів азоту (NOx), але вищі втрати тепла з газами, що відходять, і вищі температури димових газів, що може свідчити про менш ефективну теплову утилізацію. Таким чином, вибір між пальниками залежатиме від пріоритетів: зниження викидів NOx або підвищення загальної теплової ефективності котла.

В цілому підвищені показники NOx для пальників СНТ пов'язані з особливостями організації робочого процесу, а висока ефективність суміше утворення дозволяє ефективного ріння, що супроводжується підвищенням виходу термічних оксидів азоту.

З огляду на підвищений вміст оксидів азоту доцільно передбачити рециркуляцію продуктів згоряння на дуттьове повітря, як це ефективно зроблено на котлах більшої потужності обладнаних СНТ.

З точки зору впровадження водневих технологій з однієї сторони і покращення показників робочого процесу пальників з іншої сторони перспективним розглядається використання сумішного пального газу на основі водню для водогрійних котлів невеликої потужності.

На основі лабораторних досліджень процесу спалювання сумішного з воднем природного газу (пропану) в струменево-нішевому стабілізаторі можна запропонувати наступні рекомендації стосовно переведення котла КБНГ на спалювання паливних газів в суміші з воднем...

Треба щось придумати стосовно прогнозів використання суміші. Було б непогано намалювати ті характеристики що у вас отримані для котла для чистого газу з врахуванням додавання водню – так сказати прогноз характеристик котла.

#### 4.4 Прогнозування емісії котла при використанні методів технологічного впливу

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:

$$\Delta C_{NO_x} = (a \cdot \ln(N\%) + b) \cdot (r_{pec}, \%)^2 + c \cdot N(\%)^{0,4} \cdot (r_{pec}, \%) + d, \quad (4.16)$$

Код поля изменен

де значення коефіцієнтів рівняння визначаються емпірично і приведені у таблиці 4.1.

Для водогрійних котлів середньої та великої продуктивності, у зв'язку з наявністю різних дискретних впливів, зручним методом прогнозування викидів розглядається співвідношення вигляду:

$$NO_x = NO_x^{\max} K_N K_\alpha = K_d K_D K_N K_\alpha. \quad (4.17)$$

Код поля изменен

Таблиця 4.1 – Значення коефіцієнтів рівняння (4.16), 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
КБНГ 2,5	2,5	0,04	0,06	1,17	0,5

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:

Код поля изменен

Код поля изменен

Код поля изменен

$$NO_x = NO_x^{норм} \prod_{i=1}^n K_i, \quad (4.18)$$

де  $K_i$  – відповідний параметр впливу на емісію оксидів азоту.

Так, для котла ПТВМ-50 розглядаються наступні впливові фактори на емісійні характеристики:  $K_\alpha = \alpha^{2,5}$ ;  $K_N = (D / D_0)^{0,79}$ ;  $K_r = \exp[-0,06r]$ , де  $r$  – ступінь рециркуляції у %. Результати представлення запропонованих коефіцієнтів з врахуванням нормованої величини 125 мг/м<sup>3</sup>

Значний досвід впровадження технології спалювання з використанням методу рециркуляції та дослідження впливу основних технологічних факторів дозволяє спрогнозувати емісію оксидів азоту для досліджуваного котельного агрегату.

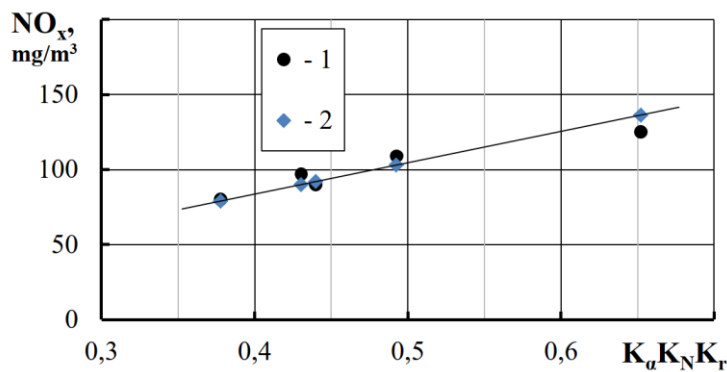


Рисунок 4.13 – Графічна інтерпретація методу компенсації впливів при узагальненні емісійної характеристики котла КБНГ-2,5 – 1, розрахунок – 2

Код поля изменен

Код поля изменен

Код поля изменен

Код поля изменен

#### 4.5 Висновки до розділу.

Результати експериментальних досліджень, проведених у рамках даного розділу, показали, що додавання водню до вуглеводневих палив значно впливає на процеси горіння та емісійні характеристики. Зокрема, спостерігається зростання концентрації оксидів азоту (NOx) при додаванні водню. Це зростання пов'язане з підвищенням температури полум'я, яке сприяє утворенню термічних NOx.

Враховуючи ці результати, для зниження викидів NOx при використанні водню в паливних сумішах необхідно застосовувати додаткові заходи контролю. Зокрема, обов'язковим є застосування таких технологій, як рециркуляція відхідних газів, зволоження повітря та селективне некаталітичне відновлення. Ці методи дозволяють ефективно знижувати концентрацію NOx у продуктах згоряння, забезпечуючи при цьому екологічну безпеку та підвищення ефективності використання вуглеводневих палив

Таким чином, результати досліджень, представлені у Розділі 4, підкреслюють важливість використання водню як додаткового компонента до традиційних вуглеводневих палив для підвищення ефективності та екологічної безпеки вогнетехнічного устаткування. Впровадження додаткових заходів контролю емісій є необхідним для досягнення оптимальних екологічних показників.

## 5 ВИСНОВКИ

У даній магістерській дисертації було проведено комплексне дослідження підвищення ефективності використання вуглеводневих палив у вогнетехнічному устаткуванні шляхом вдосконалення технології горіння, зокрема шляхом додавання водню до паливних сумішей. Основні висновки роботи такі:

1. Аналіз методів видобутку водню: Досліджено основні методи видобутку водню, включаючи парове реформування метану, часткове окислення та автотермічне реформування. Встановлено, що парове реформування метану є найбільш економічно ефективним комерційним способом виробництва водню.
2. Використання водню в якості палива: Розглянуто сучасні тенденції використання водню як палива. З'ясовано, що водень може значно знизити викиди CO<sub>2</sub> та інших шкідливих речовин, проте викликає зростання концентрації NO<sub>x</sub> через підвищення температури полум'я.
3. Зберігання та транспортування водню: Досліджено різні методи зберігання та транспортування водню, включаючи стиснений газ, зріджений водень та металогідриди. Кожен метод має свої переваги та недоліки, що визначають його застосування в різних умовах.
4. Експериментальні дослідження: Проведено експериментальні дослідження емісійних характеристик водогрійних котлів КБНГ-25 при використанні водневих сумішей. Встановлено, що додавання водню до природного газу підвищує концентрацію NO<sub>x</sub>, проте знижує викиди CO.
5. Вплив режимних параметрів: Аналіз впливу режимних параметрів горіння показав, що правильне регулювання температури, тиску та коефіцієнта надлишку повітря є ключовим для оптимізації процесу горіння та зниження емісій шкідливих речовин.
6. Технології зниження емісій: Рекомендовано впровадження додаткових заходів контролю емісій, таких як рециркуляція відхідних газів (EGR), зволоження повітря (humidification) та селективне некаталітичне відновлення (SNCR) для мінімізації викидів NO<sub>x</sub> при використанні водневих сумішей.

7. Розробка рекомендацій: На основі проведених досліджень розроблено рекомендації щодо підвищення ефективності та екологічної безпеки вогнетехнічного устаткування шляхом використання водню як додаткового компонента до традиційних вуглеводневих палив.

8. Практичне значення: Практичне значення роботи полягає в можливості впровадження результатів досліджень для вдосконалення технологій спалювання вуглеводневих палив у промислових та побутових умовах, що дозволить знизити викиди шкідливих речовин та підвищити ефективність використання енергоресурсів.

Таким чином, проведені дослідження підтвердили доцільність використання водню як додаткового компонента у паливних сумішах для вогнетехнічного устаткування та визначили необхідні заходи для забезпечення екологічної безпеки та підвищення ефективності процесів горіння.

## 6 СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bradhurst D, Heuer P, Stolarski G. Hydrogen production and storage; 1981
2. Abad AV, Dodds PE. Production of hydrogen, vol. 3, no. 2015. Elsevier; 201
3. Chen HL, Lee HM, Chen SH, Chao Y, Chang MB. Review of plasma catalysis on hydrocarbon reforming for hydrogen production-Interaction, integration, and prospects. *Appl Catal B Environ* 2008;85(1–2):1–9.
4. Krumpelt M, Krause TR, Carter JD, Kopasz JP, Ahmed S. Fuel processing for fuel cell systems in transportation and portable power applications. *Catal Today* 2002;77(1–2):3–
5. Ehsan S, Wahid MA. Hydrogen production from renewable and sustainable energy resources : Promising green energy carrier for clean development. *Renew Sustain Energy Rev* 2016;57:850–66.
6. BP. *Statistical Review of World Energy 2020*; BP: London, UK, 2020.
7. Pan, J.P.; Yang, L.L.; Wang, L.X.; Lou, Y.; Wang, S.Y. Strategy on the development of natural gas resources in China under the new situation. *Int. Pet. Econ.* **2017**, *25*, 12–18.
8. Xin, Y.; Zhang, Y.; Xue, P.; Wang, K.; Adu, E.; Tontiwachwuthikul, P. The Optimization and Thermodynamic and Economic Estimation Analysis for CO<sub>2</sub> Compression-liquefaction Process of CCUS System Using LNG Cold Energy. *Energy* **2021**, *236*, 121–376.
9. Melaina, M.W.; Antonia, O.; Penev, M. *Blending Hydrogen into Natural Gas Pipeline Networks: A Review of Key Issues; Technical Report*; National Renewable Energy Laboratory: Golden, CO, USA, 2013.
10. Haines, M.R.; Polman, E.A.; Laat, J. *Reduction of CO<sub>2</sub> Emissions by Adding Hydrogen to Natural Gas*; International Energy Agency: Apeldoorn, The Netherlands,, 2005.
11. Hu, Z.Q.; Zhang, X. Study on laminar combustion characteristic of low calorific value gas blended with hydrogen in a constant volume combustion bomb. *Int. J. Hydrogen Energy* **2019**, *44*, 487–493.
12. Leng, Y.X.; Ge, Q.Q.; He, Z.X.; He, D.Z.; Long, W.Q. Numerical study on the combustion and emission characteristics of a prechamber engine fueled with hydrogen enriched compressed natural gas. *Trans. Csice* 2021, *39*, 26–33
13. Zhao, R.; Xu, L.P.; Feng, S.Q.; Li, C.X.; Yao, L.; Hu, S.P.; Wang, Z.C. Effects of hydrogen addition in fuel of marine LNG fueled engines on combustion and emissions. *J. Propuls. Technol.* 2020, *41*, 2549–2557
14. Wang, J.H.; Huang, Z.H.; Mao, H.Y. Kinetic simulation of CH<sub>4</sub>- H<sub>2</sub>- O<sub>2</sub>- Ar laminar premixed flame chemical reaction. In *Proceedings of the 2008 Combustion*

Academic Conference of Chinese Society of Engineering Thermophysics, Xi'an, China, 25 October 2008

15. Hermanns R.T.E. Laminar Burning Velocities of Methane-Hydrogen-Air Mixtures. Doctoral Thesis, Technische Universiteit Eindhoven. The Netherlands. 2007.
16. 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>.
17. 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>.
18. Колієнко А.Г. Теплогазопостачання, вентиляції і теплоенергетики. Українська енергопромислова група: веб-сайт. URL: <https://epg-kolvi.com/statti/sumish-prirodnogo-gazu-i-vodnyu-u-yakosti-palyva-chastyna-1/> (дата звернення 30.04.23).
19. ДСТУ ГОСТ EN 437:2014 Випробувальні гази. Випробувальний тиск. Категорії приладів (ГОСТ EN 437-2012, IDT; EN 437:2003, IDT). Київ: Держспоживстандарт України, 2014.
20. Zuettel A. Materials for hydrogen storage. *Mater Today* 2003;September:24–33.
21. Ogden Joan, Jaffe Amy Myers, Scheitrum Daniel, McDonald Zane, Miller Marshall. Natural gas as a bridge to hydrogen transportation fuel: Insights from the literature. *Energy Policy* 2018;115:317–29.
22. Krishna R, et al. Hydrogen storage for energy application. *Hydrog Storage* 2012. я
23. Barthelemy H, Weber M, Barbier F. Hydrogen storage: recent improvements and industrial perspectives. *Int J Hydrogen Energy* 2017;42(11):7254–6.
24. Schulz R, Huot J, Liang G, Boily S, Van Neste A. Structure and hydrogen sorption properties of ball milled Mg dihydride. *Mater Sci Forum* 1999;312:615–22.
25. Incom USA Inc. Hydrogen storage 2014:467–518.
26. Brunner T, Kircher O. Cryo-compressed hydrogen storage. *Hydrog Sci Eng Mater Process Syst Technol* 2016;2:711–32.
27. Ren J, Musyoka NM, Langmi HW, Mathe M, Liao S. ScienceDirect current research trends and perspectives on materials-based hydrogen storage solutions: a critical review. *Int J Hydrogen Energy* 2016;42(1):289–311.
28. von Helmolt R, Eberle U. Fuel cell vehicles: status 2007. *J Power Sources* 2007;165(2):833–43
29. Niaz S, Manzoor T, Hussain A. Hydrogen storage: materials, methods and perspectives. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;50:457–69.
30. 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>.

31. 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<sub>x</sub> configurations in an industrial boiler. *Fuel*. 2015. Vol. 158. P. 672-683.
32. Сигал А.И. Предотвращение образования диоксида азота в отопительных котлах: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л, 1985. 25 с.
33. 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>.
34. 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>.
35. 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>.
36. 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](https://www.researchgate.net/publication/339899796_The_Development_of_a_Natural_GasHydrogen_Boiler_System).
37. 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>.
38. 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>.
39. 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>.
40. NO<sub>x</sub> 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](https://research.gatech.edu/sites/default/files/inline-files/gt_epri_nox_emission_h2_short_paper.pdf) (дата звернення 17.01.23).

41. 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>.
42. 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.
43. 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>.
44. Strobel R., Waldner M. H., Gablinger H. Highly efficient combustion with low excess air in a modern energy-from-waste (EfW) plant. *Waste Management*, 2017. Vol. 79. P. 301–306. <https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.06.049>.
45. 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>.
46. Франк-Каменецкий Д.А. Микродиффузионное турбулентное горение / Д.А. Франк-Каменецкий, Е.М. Минский // Доклады АН СССР. – 1950, - Т.50. - С. 353-354.
47. Комп'ютерне моделювання процесу сумішоутворення в пальникових пристроях стабілізаторного типу з подачею газу впровадженням в потоці повітря / Н. Фіалко та ін. Промислова теплотехніка. 2011. № 11. С. 51–57.
48. Абдулін М. Струменев-нішева система сумішоутворення та стабілізації полум'я : автореф. дис. ... канд. : 05.04.01. Київ. : КПІ, 1986. 20 с.
49. Абдулін М., Сірий О. Принципи організації робочого процесу камер згорання. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. 2014. № 35. С. 22–25.
50. Мікулін Г., Любчик Г., Варламов Г. Використання трубчастих модулів як елементів інтенсифікації горіння та підвищення енерго-екологічної ефективності газових пальників. *Экотехнологии и ресурсосбережение*. 2003. № 4. С. 58–65.
51. Абдулін М., Гребінна М., Сірий О. Підвищення ефективності енергетичного обладнання. *Матеріали XIII Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених, м. Київ, 21 трав. 2015 р.* С. 103–106.
52. Способ сжигания природного газа в набегающем потоке воздуха : пат. 005471 : F23D 14/00, 14/62. № 200300744 ; заявл. 30.01.2002 ; опубл. 24.06.2004, Бюл. № Бюллетень № 03.
53. Абдулін М., Дворцін Г., Жученко А. Технологія спалювання – визначальний чинник ефективності вогнетехнічних об'єктів. *Науково-технічний журнал "Новини теплопостачання"*. 2009. С. 23–27.

54. Абдулін М., Петренко В. Досвід впровадження струменево-нішевої технології спалювання палива на об'єктах промислової та комунальної енергетики. Комплексне вирішення проблем енергозбереження у промисловій та комунальній енергетиці: Зб. доп., м. Ялта. 2009. С. 28–30.
55. Абдулін М. Струменево-нішева технологія спалювання палива - основа надійної роботи вогнетехнічного обладнання. Енергоефективність великого промислового регіону. (Україна, Донецьк). 2008. Зб. наук. тр. С. 18–24.
56. Абдулін М. Маловитратна модернізація існуючого паливного обладнання на основі застосування струминно-нішевої технології спалювання палива. Енергозбереження, екологія, ефективність. Шляхи зниження енергозалежності України. : Матеріали міжнар. конф., м. Київ. 2007. С. 18–22.
57. Науково-технічний досвід апробації струменево-нішевої технології спалювання палива на об'єктах промислової та комунальної енергетики / М. Абдулін та ін. "Проблеми промислової теплотехніки" : Матеріали V Міжнар.конф. Київ, 2007. С. 31–36.
58. Малозатратна модернізація існуючого паливовикористовуючого обладнання на основі використання струйно-нішевих технологій згорання палива / М. Абдулін «Енергозбереження: технології та інвестиції» : Матеріали IX конференції. Одеса, 2006. С. 31–35.
59. Абдулін М., Дворцін Г., Жученко А. Універсальна технологія спалювання - це реальність. Підвищення надійності та ефективності експлуатації електричних станцій та енергетичних систем. НДУ МЕІ, 2010. С. 29–32.
60. Абдулін М., Сірий О., Назарова І. Вітчизняні енергоефективні технології – запорука енергетичної безпеки держави. Актуальні задачі сучасних технологій: Матеріали III Міжнар. науково-техн. конф. молодих уч. та студентів, м. Тернопіль, 19 листоп. 2014 р. С. 231–232.
61. Любчик Г. Розробки НДВ Проблем горіння НГУУ «КПШ» у напрямі створення передових технологій спалювання палив. Енергетика: економіка, технології, екологія. 2006. № 1. С. 83–91.
62. Абдулін М. Деякі аспекти підвищення економічності та екологічної безпеки пальникових пристроїв/. Енергетика, економіка, технологія. 2000. № 4. С. 65
63. Іванов Ю. Газопальникові пристрої. Надра, 1972. 276 с.
64. Кривоногов Б. Підвищення ефективності спалювання газу та охорона навколишнього середовища. Надра, 1986. 280 с.
65. Дослідження закономірностей вигорання палива за кутовими стабілізаторами полум'я / Л. Бутовський та ін. Теорія та практика спалювання газу. 1975. С. 324–338. Іссерлін А. Основи спалювання газового палива. Надра, 1980. 336 с.

66. Абдулін М. Застосування струминно-нішової технології спалювання палива в енергетичних установках. Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. 2005. № 6. С. 130–144.
67. Абдулін М., Джамал І. Дослідження пальникового пристрою з поперечною подачею струменів палива. Екологія та ресурсозбереження. 1997. № 2. С. 70–71.
68. Глухарев Ю., Дубовик В. Досвід застосування пальникових пристроїв типу СНД на основі струминно-нішової технології спалювання палива. «Новини теплопостачання». 2003. № 11. С. 20–21.
69. Абдулін М., Дубовик В. Струменево-нішева технологія спалювання палива на об'єктах муніципальної енергетики. «Новини теплопостачання». 2004. № 11. С. 19–22.
70. Абдулін М. Застосування струминно-нішової технології спалювання палива в енергетичних установках. Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. тр. Темат. вип. : Енергетичні та теплотехнічні процеси та обладнання. Харків: НТУ "ХПІ". 2005. № 6. С. 130–144.
71. Khedia K., Ghoniem A. Mechanisms of stabilization and blowoff of a premixed flame downstream of a heat-conducting perforated plate. *Combustion and Flame*. Elsevier. 2012. Vol. 159, DOI:10.1016/j.combustflame.2011.10.014. P. 1055–1069.
72. Крайнов А., Моїсеєва К. Вплив швидкості газу на стійкість горіння метаноповітряної суміші в щілинному пальнику з внутрішньою вставкою. Вісник томського державного університету. 2015. № 1 (33). С. 63
73. Тайманов М., Шарипов М. Котел пульсирующего горения природных и пиролизных газов. 2017. 121 с. Полум'я, що розділяються у вузькому каналі з градієнтом температур у стінках / С. Мінаєв та ін. Фізика горіння та вибуху. 2009. № 2 (45). С. 12–19.
74. Named A., Kamal M. Characteristics of hollow bluff body-stabilized natural gas-air premixed flames with heat recirculation. *Fuel*, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.126430>. 2023. Volume 333, Part 2. 126430.
75. Aerodynamic characteristics of transonic and supersonic flow over rectangular cavities / D. Guo Yang et al. *Flow, Turbulence and Combustion*. 2010. P. 639–652.
76. Сігал І., Сміхула А. Викид СО при спалюванні природного газу в котлах великих котельних та ТЕЦ. Опалення, водопостачання, вентиляція. 2006. № 1. С. 41–43.
77. Вулис Л., Ершин Щ., Ярин Л. Основи теорії газового факелу. Енергія, 1968. 204 с.
78. Кнорре Г., Блох А., Арефьев К. Теорія топкових процесів. Енергія, 1968. 492 с.

79. Канторович Б. Гідродинаміка і теорія потоку палива. 1971. 430 с.
80. Сірій 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>.
81. Сірій 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.
82. Сірій 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.
83. Кремлівський П.П. Витратоміри та лічильники: Довідник. / П.П. Кремлівський-4-те вид. Лнінград: Машинобудування, 1989. 701 с.
84. Правила вимірювання витрат газу і рідини стандартними пристроями, що звужуються РД 50 213 80. М.: Металургія, 1980. 543с.
85. 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.
86. Сірій 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.
87. ГКД 34.02.305-2002. Викиди забруднювальних речовин в атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення. Київ, 2002 (Чинний вид 01.07.2002).
88. Сірій 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.
89. Кобилянська О. О, Сірій О. А, *Підвищення ефективності робочого процесу струменево-нішевих пальників за рахунок домішок водню* Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024
90. Развич М.Б. Ефективність використання палива. М.: Наука, 1987. -344 с.
91. ГКД 34.02.305-2002 Викиди забруднювальних речовин у атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення від 14.06.2002 Наказ від 14.06.2002 № 359.

92. Зельдович Я.Б., Райзер Ю.П. Физика ударных волн и высокотемпературных гидродинамических явлений. М.:Гос. изд-во физ. –мат. лит-ры. 1963. 632 с.
93. 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.
94. 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.

## 7 ДОДАТКИ

Додаток 1 – Режимна карта водогрійного котла КБНГ-  
2,5, тип пальників - ГГ-СБ-3,5

№ П/П	Найменування	Позначення	Од. вимірюв.	Навантаження %			
				35	55	69	78
ТЕПЛО							
1	Теплопродуктивність за зворотним балансом	Q	Гкал/ч	0,88	1,38	1,71	1,96
ВОДА							
3	Витрата води через котел	G	м <sup>3</sup> /ч	100	100	100	100
4	Т-ра води на вході в котел	t <sub>ВХ</sub>	°C	40	40	40	40
5	Т-ра води на виході з котла	t <sub>ВИХ</sub>	°C	49	54	57	60
6	Тиск води на вході в котел	P <sub>вх</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	5,1	5,1	5,1	5,1
7	Тиск води на виході з котла	P <sub>вих</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	4,2	4,2	4,2	4,2
ПАЛИВО							
2	Витрата палива за н.у.	B	нм <sup>3</sup> /ч	118	183	227	260
8	Тиск газу в колекторі	P <sub>гк</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	0,34	0,34	0,34	0,34
9	Тиск газу на пальники:						
	Г1-Г4	P <sub>гп</sub>	x10 кПа	0,25	0,50	0,75	0,90
ПОВІТРЯ							
10	Тиск повітря за вентилятором	P <sub>п.в.</sub>	кПа	0,17	0,40	0,60	1,10
11	Тиск повітря на пальники:						
	П1	P <sub>п.п.</sub>	кПа	0,17	0,4	0,6	1,1
12	Розрідження за котлом	S <sub>т</sub>	Па	-28	-30	-36	-44
13	Температура повітря	t <sub>ХВ</sub>	°C	15	15	15	15
РЕЗУЛЬТАТИ ГАЗОВОГО АНАЛІЗУ ЗА КОТЛОМ							
13	Вміст двоокису вуглецю:	CO <sub>2</sub>	%	8,55	10,26	10,26	10,26
14	Вміст кисню:	O <sub>2</sub>	%	5,8	2,7	2,7	2,7
15	Вміст окислу вуглецю при O <sub>2</sub> =3%:	CO	мг/м <sup>3</sup>	27	28	31	34
16	Вміст оксидів азоту при O <sub>2</sub> =3%:	NO <sub>x</sub>	мг/м <sup>3</sup>	153	149	151	157
17	Коефіцієнт надлишку повітря:	α	-	1,38	1,15	1,15	1,15
18	Температура димових газів	T <sup>n</sup>	°C	94	130	142	160
ЕКОНОМІЧНІ та ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ							
19	Втрати теплоти:						
	з газами, що відходять	q <sub>2</sub>	%	4,16	5,26	5,80	6,63
	від хім. недопалу	q <sub>3</sub>	%	0,008	0,008	0,009	0,010
	у навколишнє середовище	q <sub>5</sub>	%	6,51	4,20	3,38	2,95
20	ККД (зворотній баланс)	ККД зв.	%	89,32	90,54	90,80	90,41
21	Питома витрата палива (за зворотним балансом)	Вуд	кг у.п./Гкал	159,9	157,8	157,3	158,0
		Вуд	м <sup>3</sup> /Гкал	134,6	132,8	132,4	133,0
22	Умовний викид окислу вуглецю	Всо	г/Гкал	34,8	36,5	39,6	44,5
	Умовний викид оксидів азоту	ВNO <sub>x</sub>	г/Гкал	199,8	193,0	195,0	203,7

Додаток 2 – Режимна карта водогрійного котла КБНГ-2,5,  
тип пальників - СНТ-34

№ пп	Найменування	Позначення	Од. вимірюв.	Навантаження %			
				28	44	75	93
1	Теплопродуктивність за зворотним балансом	Q	Гкал/ч	0,71	1,10	1,88	2,32
2	Витрата газу	V	м <sup>3</sup> /ч	97	148	250	310
3	Витрата води через котел	G	м <sup>3</sup> /ч	100	100	100	100
4	Т-ра води на вході в котел	t <sub>вх</sub>	°C	44	44	44	44
5	Т-ра води на виході з котла	t <sub>вих</sub>	°C	51	55	63	68
6	Тиск води на вході в котел	P <sub>вх</sub>	кг/см <sup>2</sup>	7,2	7,2	7,2	7,2
7	Тиск води на виході з котла	P <sub>вих</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	5,4	5,4	5,4	5,4
8	Тиск газу в колекторі котла	P <sub>гк</sub>	кгс/м <sup>2</sup>	0,19	0,19	0,19	0,19
9	Тиск газу на пальники:						
	Г1	P1	кПа	0,32	0,50	1,30	1,65
10	Тиск повітря за вентилятором	P <sub>п</sub>	кПа	0,04	0,10	0,38	0,56
11	Розрідження за котлом	S <sub>г</sub>	Па	30	30	30	30
12	Температура повітря	t <sub>хв</sub>	°C	25	23	20	20
РЕЗУЛЬТАТИ ГАЗОВОГО АНАЛІЗУ ЗА КОТЛОМ							
13	Вміст двоокису вуглецю:	CO <sub>2</sub>	%	8,68	9,15	10,17	10,17
14	Вміст кисню:	O <sub>2</sub>	%	5,6	4,7	2,9	2,9
15	Вміст окислу вуглецю при α=1:	CO	мг/м <sup>3</sup>	34	48	73	87
16	Вміст оксидів азоту при α=1:	NO <sub>x</sub>	мг/м <sup>3</sup>	198	204	212	219
17	Коефіцієнт надлишку повітря:	α	-	1,36	1,29	1,16	1,16
18	Температура димових газів	T <sup>н</sup>	°C	76	100	136	155
19	Втрати теплоти:						
	з газами, що відходять	q <sub>2</sub>	%	2,66	3,90	5,34	6,21
	від хім. недопалу	q <sub>3</sub>	%	0,01	0,01	0,01	0,01
	у навколишнє середовище	q <sub>5</sub>	%	8,58	5,62	3,33	2,68
20	ККД (зворотній баланс)	ККД зв.	%	88,75	90,46	91,33	91,10
21	Питома витрата палива (за зворотним балансом)	V <sub>уд</sub>	кг у.п./Гкал	161,0	157,9	156,4	156,8
		V <sub>уд</sub>	м <sup>3</sup> /Гкал	137,1	134,5	133,2	133,5
22	Умовний викид окислу вуглецю	V <sub>со</sub>	г/Гкал	38,3	53,5	79,4	95,5
	Умовний викид оксидів азоту	BNO <sub>x</sub>	г/Гкал	223,4	225,4	232,1	240,5

Додаток 3 Деякі горючі характеристики метану, CH<sub>4</sub> і водню, H<sub>2</sub> (t=20oC)

Назва горючої х-ки	Од. вим.	Величина х-ки	
		CH <sub>4</sub>	H <sub>2</sub>
Нижча теплота згоряння	МДж/м <sup>3</sup>	35,88	10,79
Індекс Воббе (нижчий)	МДж/м <sup>3</sup>	48,22	41,02
Межі спалахування у суміші з повітрям:	% об.		
- нижча, X <sub>н</sub>		5,0	4,0
- вища, X <sub>в</sub>		15,0	75,0
Теоретичні витрати повітря на горіння	м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	9,52	2,38
Температура горіння (жаропродуктивність)	° C	2043	2235
Об'єм продуктів згоряння (α=1)	м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	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 <sup>3</sup>	0,71	0,089

## Додаток 4 Горючі характеристики суміші природного газу і водню

Найменування характеристики суміші	Од. вим.	Вміст H <sub>2</sub> у суміші, %об.		
		10	30	50
Густина	кг/м <sup>3</sup>	0,65	0,52	0,4
Теплота згоряння нижча	МДж/м <sup>3</sup>	33,38	28,36	23,33
Індекс Воббе за нижчою теплою згоряння	МДж/м <sup>3</sup>	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 <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	8,8	7,4	5,9
Об'єм продуктів повного згоряння ( $\alpha=1,15$ )	м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	11,1	9,3	7,6
Склад продуктів повного згоряння	%об.			
-водяна пара H <sub>2</sub> O		167,1	18,2	19,8
Азот, N <sub>2</sub>		72,3	71,8	71,2
Кисень O <sub>2</sub>		2,5	2,4	2,4
Діоксид вуглецю, CO <sub>2</sub>		8,1	7,5	6,6