

Національний Технічний Університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Навчально-науковий Фізико-технічний інститут
Кафедра прикладної фізики

Рівень вищої освіти — перший (бакалаврський)
Спеціальність 105 «Прикладна фізика та наноматеріали»

«ЗАТВЕРДЖЕНО»

Завідувач кафедри

_____ Монастирський Г. Є.

(підпис)

(ініціали, прізвище)

« ____ » _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ
на бакалаврську роботу студенту

_____ Петровій Тетяні Олександрівні _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

1. Тема роботи: Дослідження впливу конфігурації відкритих сопел у топці на емісію екологічно небезпечних викидів при спалюванні біомаси, науковий керівник роботи _____ доцент, к.ф.-м.н. Пономаренко С. М. _____, (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від

2. Термін подання студентом роботи
3. Об'єкт дослідження: Процеси горіння, теплообміну та газодинаміки, що впливають на горіння та розповсюдження газів у закрученому потоці у топці під час спалювання біомаси.
4. Предмет дослідження: Фактори, що впливають на процес утворення оксидів карбону та азоту у закрученому потоці у топці під час спалювання біомаси.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити:
Змодельовати процес горіння у циклонно-вихровій топці при різному параметру закрутки потоку;
Провести моделювання за допомогою програмного комплексу ANSYS;
Порівняти результати моделювання для різних значень параметру закрутки потоку;
Знайти таку конфігурацію сопел, пр якій виділення CO та NO найменші.
6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу: презентація — 15 аркушів А4

7 Орієнтовний перелік публікацій: Дослідження впливу конфігурації відкритих сопел у топці на емісію екологічно небезпечних викидів під час спалювання біомаси.

8 Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
2	п.н.с., к.т.н. Кобзар С. Г.		
3	п.н.с., к.т.н. Кобзар С. Г.		

9 Дата видачі завдання « 10 » вересня 2021 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання бакалаврської дисертації	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1.	Опрацювання літератури за темою	10.09.2021 - 31.10.2021	
2.	Написання літературного огляду	01.11.2021 - 28.12.2021	
3.	Моделювання горіння біопалива у топці з різною конфігурацією відкритих сопел	05.01.2022 - 18.03.2022	
4.	Аналіз отриманих даних	19.03.2022 - 1.04.2022	
5.	Написання другої частини дипломної роботи	1.04.2022 - 15.05.2022	
6.	Написання третьої частини дипломної роботи	15.05.2022 - 29.05.2022	
7.	Написання висновків	30.05.2022 - 31.05.2022	
8.	Подання роботи на рецензування	20.06.2022	
9.	Підготовка доповіді та презентації	13.06.2022 - 15.06.2022	
10.	Подання роботи до захисту	23.06.2022	

Студент

Т. О. Петрова

(підпис)

(ініціали, прізвище)

Науковий керівник роботи

С. М. Пономаренко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи за обсягом становить 59 сторінки, містить 4 таблиці та 17 рисунків. Для дослідження було використано 31 бібліографічних найменувань.

Метою роботи є дослідження за допомогою чисельного моделювання емісії екологічно небезпечних газів — оксидів карбону та азоту — в залежності від конфігурації подачі вторинного повітря у циклонно-вихрову топку під час спалювання біомаси. Предметом дослідження є фактори, що впливають на процес утворення оксидів карбону та азоту у закрученому потоці у топці.

Виконане числове моделювання потоків газів, що утворюються в результаті горіння біомаси у камері топки. У ході аналізу результатів було з'ясовано, що профілі температур, швидкостей та концентрацій газів істотно залежать від параметру закрутки потоку повітря у топці, різні значення якого варіюються шляхом зміни конфігурації відкритих сопел для подачі вторинного повітря. При певному числі закрутки досягаються мінімальні концентрації CO та NO, що впливає на рівень емісії під час роботи топки.

Аналіз результатів показав, що можливо зменшити емісію екологічно небезпечних викидів шляхом зміни параметру закрутки потоку у циклонно-вихровій камері згоряння за допомогою іншої конфігурації подачі вторинного повітря у комеру під час спалювання біомаси. Мінімальні молярні концентрації CO та NO, що були досягнуті у процесі моделювання становлять $1 \cdot 10^{-2}$ та $3 \cdot 10^{-9}$ моль/м³ відповідно.

Ключові слова: *числове моделювання, циклонно-вихрові топки, горіння, газодинаміка, параметр закрутки потоку, сопло, біомаса, емісія.*

SUMMARY

The aim of the work is to investigate by numerical simulation the emission of environmentally hazardous gases - carbon and nitrogen oxides - depending on the configuration of secondary air supply to the cyclone-vortex furnace during biomass combustion. The subject of the study are the factors influencing the process of formation of carbon and nitrogen oxides in the swirling flow in the furnace.

The tasks of the work are to simulate the combustion process in a cyclone-vortex furnace with different flow swirling parameters; to carry out modeling with the help of ANSYS software; compare the simulation results for different values of the flow twist parameter; find a nozzle configuration with the lowest CO and NO emissions.

Numerical modeling of gas flows generated by burning biomass in the furnace chamber was performed. In the analysis of the results, it was found that the profiles of temperatures, velocities and gas concentrations depend significantly on the parameter of twisting of the air flow in the furnace, whose different values are varied by changing the configuration of open nozzles for secondary air supply. At a certain twist number the minimum concentrations of CO and NO are achieved, which affects the level of emissions during the operation of the furnace.

Analysis of the results showed that it is possible to reduce environmentally hazardous emissions by changing the swirling flow parameter in the cyclone-vortex combustion chamber using a different configuration of secondary air supply to the chamber during biomass combustion. The minimum molar concentrations CO and NO achieved in the simulations are $1 \cdot 10^{-2}$ and $3 \cdot 10^{-9}$ mol/m³ respectively.

Keywords: *numerical simulation, cyclone-vortex furnaces, combustion, gas dynamics, flow swirl parameter, nozzle, biomass, emission.*

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. Сучасний стан проблеми	6
1.1. Альтернативні джерела пального	6
1.1.1. Актуальність твердого біопалива	7
1.1.2. Котли для спалювання твердого біопалива та вимоги до їхньої екологічності	10
1.2. Газодинаміка закрученого потоку	25
1.3. Опис процесу горіння	27
1.4. Існуючі установки та патенти для спалювання біопалива	30
1.5. Висновки до розділу 1	34
РОЗДІЛ 2. Моделювання	35
2.1. Математична та числова модель	35
2.1.1. Миттєві балансові рівняння	35
2.1.2. Моделювання турбулентної течії.	36
2.1.3. Моделювання горіння	41
2.1.4. Моделювання випромінювання.	42
2.2. Геометрична модель та розрахункові сітки	44
2.3. Граничні умови	45
2.4. Верифікація.	45
2.4.1. Висновки до розділу 2	45
РОЗДІЛ 3. Комп'ютерне моделювання	49
3.1. Результати моделювання	49
3.1.1. Висновки до розділу 3	55
ВИСНОВКИ.	56
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	57

ВСТУП

В останні роки актуальним стало зниження споживання природного газу та заміна його альтернативними джерелами енергії. Відповідно до «Енергетичної стратегії України на період до 2030 року» одним із можливих напрямків вирішення цього завдання є перехід на застосування біомаси рослинного походження як паливо.

Біомаса – це поновлюваний вид палива з органічних матеріалів, що використовується для отримання теплової енергії або інших видів енергії. Використання біомаси як паливо дозволяє утилізувати відходи, які інакше були б викинуті на звалища, відкрито спалювалися або призвели до лісових пожеж.

Європейський союз та Великобританія нарощують спалювання деревини для виробництва енергії та тепла, оскільки вони наслідують юридичні приписи ООН про поетапну відмову від вугілля. Але ця практика призводить до того, що викиди вуглецю з димових труб залишаються неврахованими, а атмосфера, можливо, перебуває у найгіршому стані.

Сучасні технології спалювання біомаси виробляють значно менше викидів вуглекислого газу порівняно з викопним паливом. Але при розробці подібних проектів необхідно враховувати як вартість твердопаливних котлів, так й параметри їх роботи, які мають відповідати екологічним нормативам.

Забруднення атмосфери виникає через недосконалість конструкції обладнання, систем двигунів та установок, порушень правил експлуатації, низької технічної культури та екологічної безграмотності обслуговуючого персоналу, а іноді і внаслідок аварій чи надзвичайних ситуацій. Разом із вихідними, вихлопними та відпрацьованими газами в атмосферу скидається у вигляді гарячих газів та нагрітої води близько 60-80 відсотків усієї отриманої при спалюванні вуглеводневого палива теплоти, що призводить і до теплового забруднення атмосфери.

Найбільших екологічних збитків атмосфері та навколишньому природному середовищу в цілому завдають такі речовини, як оксиди азоту та вуглецю, альдегіди, формальдегіди, бенз(а) пірен та інші ароматичні сполуки, що відносяться до отруйних речовин.

У наведеній роботі розглядається циклонно-вихрова топка, яка використовується для спалювання біомаси, а також як конфігурація деяких її складових впливає на викиди CO, NO під час горіння біомаси.

Метою роботи є дослідження за допомогою чисельного моделювання емісії екологічно небезпечних газів — оксидів карбону та азоту — в залежності від конфігурації подачі вторинного повітря у циклонно-вихрову топку під час спалювання біомаси. Предметом дослідження є фактори, що впливають на процес утворення оксидів карбону та азоту у закрученому потоці у топці.

Завдання роботи – змоделювати процес горіння у циклонно-вихровій топці при різному параметру закрутки потоку; провести моделювання за допомогою програмного комплексу ANSYS; порівняти результати моделювання для різних значень параметру закрутки потоку; знайти таку конфігурацію сопел, при якій виділення CO та NO найменші.

РОЗДІЛ 1.

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ

1.1. Альтернативні джерела пального

Останнім часом способам отримання енергії за допомогою нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії приділяється все більше уваги. Це пов'язано в першу чергу з тим, що ціни на них істотно нижче, ніж на традиційні види палива. Тому інтерес до розвитку технологій з застосуванням, зокрема, біологічного палива стає дедалі більше.

Технології отримання електричної та теплової енергії завдяки переробці промислових, сільськогосподарських і побутових відходів активно застосовуються не тільки в провідних країнах світу, але і в країнах СНД. Промислові та побутові відходи вже сьогодні враховуються національними і міжнародними організаціями (наприклад, Міжнародним енергетичним агентством і Департаментом енергетики США) при оцінці потенціалу і енергоресурсів з відновлюваних джерел енергії. Тут необхідно врахувати, що для забезпечення високого ступеня заміщення палива промисловими і побутовими відходами потрібне створення систем обробки і контролю сировини, спрямованих на досягнення гомогенних значень теплотворних характеристик.[1] Розрізняють дві групи палив:

- 1) палива, що видобуваються з земних надр (копалини)
- 2) палива, одержувані з наземної сировини (біопаливо)

Інтерес до відновлюваної енергії на основі палива з низьким вмістом вуглецю зріс за останні десятиліття в багатьох країнах світу з наступних причин [2]:

- Близько 95% світового споживання енергії в транспортному секторі базується на нафтопродуктах. З 1990 року викиди CO₂ транспортного сектору в усьому світі зросли на 36%. У 2007 році транспортні викиди парникових газів (ПГ) становили близько 27% від загального обсягу викидів. Тому

сьогодні ми все ще стикаємося зі збільшенням викидів парникових газів та іншими проблемами в транспортному секторі, такими як великі темпи використання обмеженого викопного палива та залежність від імпорту з політично нестабільних країн;

- Вважається, що біопаливо має потенціал для полегшення вищезгаданих проблем у транспортному секторі, таких як зростання споживання викопного палива, зростання залежності від імпорту з політично нестабільних країн та збільшення викидів парникових газів принаймні до певної міри;
- Тим не менш, досі біопаливо було дорожчим, ніж нафтове паливо, тому державні програми стимулювання були і залишаються необхідними, щоб біопаливо відіграло певну роль на ринку. У 2006 році загальна підтримка біопалива (підтримка ринкових цін і субсидії), пов'язана з політикою ЄС та країн-членів, становила близько 3,7 млрд євро.

Таким чином, людство охоче вдається до використання біопалив, виробництво та використання яких збільшується з року в рік.

1.1.1. Актуальність твердого біопалива

Найпоширенішим є біопаливо з деревини. Біопаливо з деревини з найдавніших часів використовувалося для приготування їжі, опалення, освітлення. Це найстаріший з використовуваних людиною джерел енергії. Він активно використовується і в даний час, хоча змінюється призначення, форми використання, особливості виробництва.

Біомаса є одним з найперших джерел енергії, особливо в сільській місцевості, де вона часто є єдиним доступним і доступним джерелом енергії. Біомаса складається з вуглеводів і є відновлюваним джерелом енергії з дуже специфічними властивостями. У порівнянні з іншими відновлюваними технологіями, такими як сонячна або вітер, біомаса має мало проблем зі зберіганням енергії;

у певному сенсі біомаса є запасеною енергією. Більше того, біомаса є універсальним паливом, яке може виробляти біогаз, рідке паливо та електроенергію. Іноді біомасу відносять до горючих матеріалів, які можна використовувати як джерело енергії. Біомаса є відновлюваним джерелом енергії, оскільки її запаси не обмежені. Ми завжди можемо вирощувати дерева та врожаї, а відходи завжди існуватимуть[3].

Енергія, що міститься в біомасі, спочатку надходить від сонця. Завдяки фотосинтезу вуглекислий газ у повітрі перетворюється на інші вуглецеві молекули (наприклад, цукри, тощо) у рослинах. Ці цукри називаються вуглеводами, а накопичені в рослинах і тваринах або в їх відходах називаються біоенергією (рисунок 1.1).

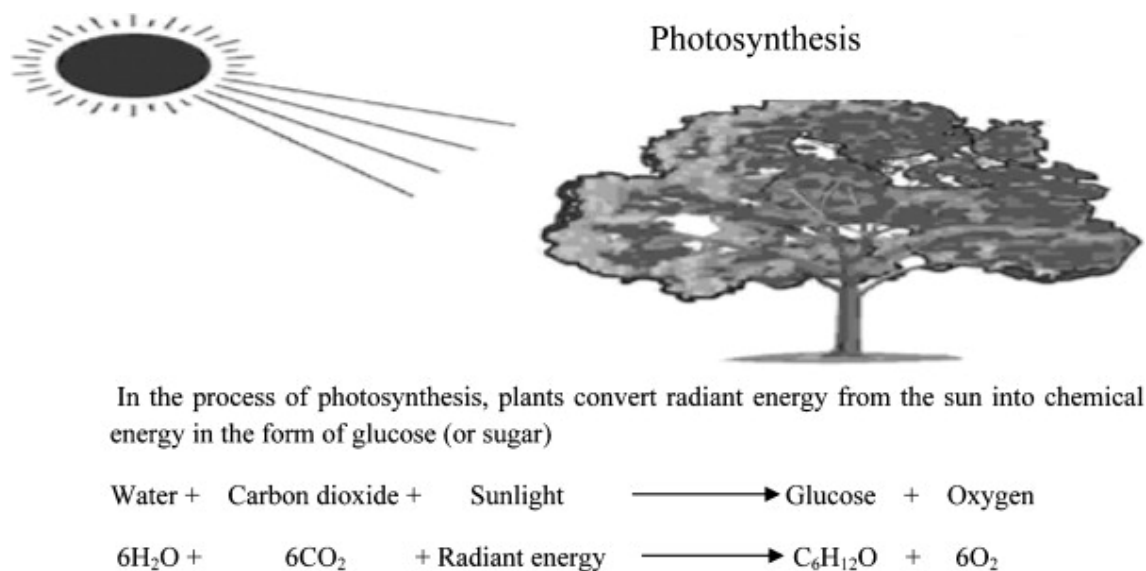


Рис. 1.1. Джерело енергії в біомасі

Спочатку деревина як паливо використовувалася у вигляді хмизу і валежа, які збиралися в лісі. Пізніше стали використовуватися дрова, заготівля яких велася в ході підготовки ділянок до спалювання при підсічно-вогневому землеробстві, або спеціально для використання в якості палива. У ряді стародавніх культур для збору палива навіть відводилися спеціальні ділянки в лісі. Наступним етапом стала спеціальна обробка деревини для використання у вигляді палива. Найстарішим видом біопалива, вироблених із деревини, який відомий

з найдавніших часів, є деревне вугілля. Значно пізніше з'явилася технологічна тріска. З початку 1970-х років почалося виробництво деревних пелет і брикет. Наступним етапом стало виробництво рідкого і газоподібного палива з деревини. При цьому використовуються не тільки прямі методи перекладу твердої деревної сировини в газоподібний і рідкий (газифікація, піроліз, торрефікація, біохімічні процеси), але і вторинна переробка отриманої газоподібної і рідкої продукції, наприклад, з використанням каталізаторів і високого тиску.

У сучасному виробництві, як правило, використовуються відходи, доступні в безпосередній близькості від пункту переробки. Вони перетворюються в теплову, або електричну енергію методом прямого спалювання в котлах різних конфігурацій.

Одним з найефективніших біопалив є пелети. Пелетами називають циліндри діаметром 6 мм, довжиною 5-30 мм, спресовані з висушеної тирси деревообробного виробництва. Сировиною служать хвойні породи деревини. Вологість гранул менше 10%. Застосування пелет забезпечує в 4-6%, в залежності від вологості, збільшення щільності енергії спалювання в порівнянні з тріскою. Устаткування може монтуватися в спеціальних контейнерах або в будівлях котельень. [4] Виділяють наступні переваги деревних гранул:

- 1) гранули виробляють без використання хімічних закріплювачів;
- 2) за своїми тепловими властивостями пелети перевершують навіть кам'яне вугілля (теплота згоряння дорівнює 5 кВт / год на 1 кг), а їх екологічні показники поза конкуренцією;
- 3) велике значення має економічність цього виду палива: спалювання 1 т гранул еквівалентно спалюванню: - 1600 кг деревини; - 475 м³ газу; - 500 л дизельного палива; - 685 л мазуту.

При спалюванні пелет ККД досягає 94 %, в той час як кількість золи не перевищує 1% від загального обсягу використовуваних гранул. Утворені зольні залишки можуть використовуватися як добриво для ґрунту. При зберіганні деревні гранули не samozапалюються при підвищенні температури, так як не

містять приховані пори. Більше того, вони не вибухонебезпечні, на відміну від газу, солярки і т.д. Вони не мають запаху, не вбирають вологу з повітря, тому їх висока теплотворність не знижується з часом. Отже, гранули не потребують спеціально обладнаних сховищ. Вони легко піддаються автоматизації за рахунок хорошої сипучості, що робить їх зручними у використанні в приватному секторі, гранули можуть зберігатися в безпосередній близькості від житлових приміщень. Оскільки дерев'яні пелети – це пресовані гранули, що володіють високою насипною масою, то вони займають менше місця при транспортуванні і зберіганні, ніж інші види деревного палива. Пелети зручні для транспортування на великі відстані і дозволяють автоматизувати котельні, які на них працюють. При спалюванні пелет в спеціальних котлах не потрібно щодня видаляти золу і додавати паливо, при цьому пилу, сажі, або бруду не утворюється. Та й тепло від спалювання пелет як похідних від деревини сприймається більш комфортно, ніж від спалювання газу або солярки. Гранули не містять пилу і спор, що викликають алергію у людей. [5]

1.1.2. Котли для спалювання твердого біопалива та вимоги до їхньої екологічності

Було виявлено, що використання біомаси в котлах дає багато економічних, соціальних та екологічних переваг, таких як чиста фінансова економія, збереження ресурсів викопного палива, створення робочих місць і скорочення викидів CO_2 та NO_x . Майбутнє біомаси в котлах залежить від розвитку ринків викопного палива та від політичних рішень щодо ринку біомаси [3].

В Європі з кожним роком тверде біопаливо на основі рослинної біомаси (в основному деревної) займає все більшу частку на тепловому ринку, витісняючи викопні види палива (нафта, вугілля, газ). Таким чином за рахунок скорочення викидів парникових газів і пилу в атмосферу реалізуються заходи

щодо захисту навколишнього середовища.

Викиди, викликані неповним згорянням, в основному, є результатом недостатнього змішування повітря горіння і палива в котельній камері, низькою якістю наявного кисню, занадто низькою температурою, коротким часом перебування і занадто високою концентрацією. В результаті неповного згорання в котлах в атмосферу можуть потрапляти такі компоненти[6]:

- Чадний газ (CO) – безбарвний газ без запаху, який не викликає подразнення, але дуже отруйний. Це продукт неповного згорання палива, такого як природний газ, вугілля або деревина.
- Оксиди азоту (NO_x) – особливо діоксид азоту, виділяються під час високотемпературного горіння, а також утворюються природним чином під час грози за допомогою електричного розряду. Його можна побачити як купол коричневого серпанку вгорі. Цей червонувато-коричневий токсичний газ має характерний різкий терпкий запах і є одним з найпомітніших забруднювачів повітря.
- Леткі органічні сполуки (ЛОС) – є важливим забруднювачем зовнішнього повітря, які часто поділяють на окремі категорії метану (CH_4) і неметану (НМЛОС). Метан є надзвичайно ефективним парниковим газом, який сприяє посиленню глобального потепління. Інші вуглеводневі ЛОС також є значними парниковими газами через їхню роль у створенні озону та подовженні життя метану в атмосфері, хоча ефект змінюється залежно від якості повітря. В середині НМЛОС ароматичні сполуки бензолу, толуолу і ксилолу є канцерогенами і можуть призвести до лейкемії через тривалий контакт.
- Частинки, також іменовані твердими частинками (ТЧ), є крихітними частинками твердої або рідкої речовини, зваженими в газі. Діяльність людини, така як спалювання викопного палива в транспортних засобах, електростанціях та різних промислових процесах, також утворює значну кількість ТЧ. Підвищений рівень дрібних частинок у повітрі пов'язаний із

небезпекою для здоров'я, як-от серцеві захворювання, порушення функції легенів та рак легенів.

Загальна кількість зважених часток – тверді частинки в топкових газах, що утворюються в результаті спалювання твердих видів мінерального палива і біомаси, а саме вуглець, дим, сажа, тверді частинки з димоходу. Вони поділяються на три групи продуктів спалювання палива.

Перша група утворюється з допомогою газоподібної фази спалювання або піролізу в результаті неповного згоряння палива (продукти неповного згоряння (ПНС)):

- сажа та органічні частки вуглецю утворюються в процесі спалювання і з газоподібних вихідних речовин;
- CO та мінеральні сполуки у вигляді каталітичних сполук;
- смоли/частки важких ароматичних сполук, що утворюються в результаті неповного згоряння палива, продуктів виділення летючих речовин/піролізу (з першого етапу спалювання) і вторинних сірчанних і азотних сполук.

У випадку маломасштабних приладів спалювання палива (каміни, пісє та котли), основне джерело викидів ТЧ – конденсовані важкі вуглеводні (смолисті речовини) викиди.

Наступні групи (друга і третя) можуть містити частинки золи або це-носфер, які, в основному, утворюються з мінеральних речовин в паливі. Вони містять оксиди і солі (S, Cl) металів Ca, Mg, Si, Fe, K, Na, P, важких металів і незгорілих карбонів, що утворилися в результаті неповного згоряння вуглецевих матеріалів: чорний або елементарний вуглець.

- Аміак (NH_3) – його невелика кількість може виділятися в результаті процесу неповного згоряння всіх азотовмісних видів твердого палива. Це відбувається в тих випадках, коли температура згоряння є дуже низькою (каміни, печі, котли старої конструкції). Хоча аміак широко використовується, він одночасно їдкий і небезпечний.

Значну частку в забрудненні навколишнього середовища займають паливні установки різного призначення. Серед них особливо виділяються теплогенеруючі котельні, призначені для теплопостачання житлових і комунальних об'єктів. Зменшення викидів у навколишнє середовище такими установками наразі вирішується за рахунок скорочення продуктів неповного згорання, які підвищують ефективність і, як наслідок, зменшують шкідливі викиди, що утворюються при спалюванні палива [7].

Ефективність згорання палива у топках безпосередньо пов'язана з виділенням енергії палива в результаті реакції згорання і перетворення в корисне тепло. Його можна виміряти шляхом вимірювання температури вихлопних газів, концентрації кисню або чадного газу в димовому газі. Таким чином, нижча ефективність згорання також призводить до високих викидів незгорілих забруднюючих речовин, таких як СО та тверді частинки, наприклад сажі. Саме з цієї причини важливо контролювати емісію газів під час роботи топків та котлів.

Контроль NO_x , СО можна розділити на два типи: методи після спалювання та методи контролю горіння. Методи після спалювання спрямовані на викиди NO_x , СО після утворення, тоді як методи контролю горіння запобігають утворенню NO_x під час процесу згорання. Методи після спалювання, як правило, дорожчі, ніж методи контролю згорання, і, як правило, не використовуються на котлах з витратою менше 100 МВт/год. Нижче наведено список різних методів контролю NO_x та СО.

Методи контролю після спалювання включають:

1) **Селективне некаталітичне відновлення** – включає введення відновника NO_x , такого як аміак або сечовина, у вихлопні газы котла при температурі приблизно 1000-1200 К. Аміак або сечовина розщеплюють NO_x у вихлопних газах на воду та атмосферний азот. Селективне некаталітичне відновлення знижує NO_x до 70%. Однак цю технологію надзвичайно важко застосувати до промислових котлів, які часто модулюють або циклюють. Це пов'язано

з тим, що аміак (або сечовина) необхідно вводити в димові гази при певній температурі димових газів. А в промислових котлах, які часто модулюють або циклюють, розташування вихлопних газів при заданій температурі постійно змінюється. Таким чином, неможливо застосувати селективне некаталітичне відновлення до промислових котлів, які мають високі можливості зниження і часто модулюють або циклюють.

2) **Селективне каталітичне відновлення** – передбачає впорскування аміаку у відпрацьовані гази котла в присутності каталізатора. Каталізатор дозволяє аміаку знижувати рівні NO_x при нижчих температурах вихлопних газів, ніж селективне некаталітичне відновлення. На відміну від селективного некаталітичного відновлення, де вихлопні гази мають бути приблизно 1000-1200 К, селективне каталітичне відновлення можна використовувати там, де вихлопні гази знаходяться від 500К до 900К, залежно від використовуваного каталізатора. Селективне каталітичне відновлення може призвести до зниження NO_x до 90%. Однак він є дорогим у використанні і рідко може бути виправданим для котлів з витратою менше 100 МВт/год.

Методи контролю горіння зменшують кількість викидів NO_x , обмежуючи кількість утворення NO_x під час процесу горіння. Зазвичай це досягається зниженням температури полум'я. Методи контролю горіння є більш економічними, ніж методи після спалювання, і часто використовуються на промислових котлах, які вимагають контролю NO_x .

Методи контролю горіння включають:

1) **Низький надлишок повітря.** Одним із факторів, що впливають на утворення NO_x в котлі, є надлишок повітря. Високий надлишковий рівень повітря (>45%) може призвести до збільшення утворення NO_x , оскільки надлишок азоту та кисню в повітрі для горіння, що надходить у полум'я, об'єднується, утворюючи тепловий NO_x . Низький надлишок повітря передбачає обмеження кількості надлишкового повітря, що надходить у процес горіння, щоб обмежити кількість додаткового азоту та кисню, що надходить у полум'я. Обмеження

кількості надлишкового повітря, що надходить у полум'я, досягається за допомогою конструкції пальника і може бути оптимізовано за допомогою контролю кисню. Спалювання з низьким надлишком повітря може використовуватися на більшості котлів і, як правило, призводить до загального зниження NO_x на 5-10% при спалюванні природного газу.

2) **Мазут з низьким вмістом азоту.** При спалюванні мазуту NO_x , утворений зв'язаним з паливом азотом, може становити 20-50% від загального рівня NO_x . Одним із методів зниження рівня NO_x у котлах, що працюють на дистильованому маслі, є використання мазуту з низьким вмістом азоту. Масла з низьким вмістом азоту можуть містити до 15-20 разів менше зв'язаного з паливом азоту, ніж стандартне масло № 2 (менше 0,001% азоту, зв'язаного з паливом). Коли нафту з низьким вмістом NO_x спалюють у жаротрубних котлах з використанням рециркуляції димових газів, було досягнуто зниження NO_x на 60%-70% порівняно з викидами NO_x від стандартних масел №2. Нафта з низьким вмістом азоту найчастіше використовується в південній Каліфорнії.

3) **Модифікації пальника** контролю NO_x передбачають зміну конструкції стандартного пальника з метою створення більшого полум'я. Збільшення полум'я призводить до зниження температури полум'я та зниження термічного утворення NO_x , що, у свою чергу, призводить до менших загальних викидів NO_x . Технологію можна застосувати до більшості типів і розмірів котлів. Він найбільш ефективний при спалюванні природного газу та дистильованого мазуту і мало впливає на котли, що працюють на мазуті. Щоб відповідати більш суворим нормам, модифікації пальників повинні використовуватися в поєднанні з іншими методами зниження NO_x , такими як рециркуляція димових газів. Якщо модифікації пальників використовуються виключно для досягнення низьких рівнів NO_x , це може призвести до негативного впливу на робочі параметри котла, такі як скорочення, потужність, рівень CO та ефективність.

4) **Впорскування води/пари.** Для зниження рівня NO_x можна використовувати впорскування води або пари. За допомогою введення води або пари

у полум'я температура полум'я знижується, тим самим знижуючи термічні утворення і загальні рівні NO_x . Впорскування води або пари може знизити NO_x до 80% (при спалюванні природного газу) і може призвести до меншого зниження при спалюванні масла. Існує практичне обмеження кількості води або пари, які можна ввести у полум'я, перш ніж виникнуть проблеми з конденсацією. Крім того, за нормальних умов роботи впорскування води/пари може призвести до втрати ефективності котла на 3-10%. Багато разів впорскування води або пари використовується в поєднанні з іншими методами контролю NO_x , такими як модифікація пальників або рециркуляція димових газів.

5) **Рециркуляція димових газів**, або FGR, є найефективнішим методом зменшення викидів NO_x від промислових котлів з витратами нижче 100 МВт/год. FGR передбачає рециркуляцію частини відносно прохолодних вихлопних газів назад у процес горіння, щоб знизити температуру полум'я та зменшити утворення NO_x . На даний момент це найефективніша і популярна технологія з низьким вмістом NO_x для жаротрубних і водотрубних котлів. І в багатьох сферах застосування не вимагає жодного додаткового редукторного обладнання, щоб відповідати нормам.

Кожен метод призводить до різного ступеня контролю NO_x . Наприклад, при спалюванні природного газу спалювання з низьким надлишком повітря зазвичай знижує NO_x на 10%, рециркуляцію димових газів на 75%, а селективне каталітичне відновлення на 90%.

Високі температури полум'я та постійне змішування повітря та палива є важливими для низьких викидів CO. Деякі технології контролю NO_x , що використовуються в промислових і комерційних котлах, знижують рівень NO_x за рахунок зниження температури полум'я шляхом зміни схеми змішування повітря/палива. Нижча температура полум'я та знижена інтенсивність перемішування можуть призвести до підвищення рівня CO.

Пакет індукованої рециркуляції димових газів може знизити рівень NO_x за рахунок зниження температури полум'я без збільшення рівня CO. Рівні

CO залишаються постійними або знижуються, оскільки димовий газ вводиться в полум'я на ранніх стадіях згоряння і змішування повітряного палива інтенсивно. Посилене змішування компенсує зниження температури полум'я і призводить до рівня CO нижчого, ніж досягається без FGR. Але рівень CO залежить від конструкції пальника. Не всі програми рециркуляції димових газів призводять до зниження рівня CO.

Викиди твердих частинок від джерел згоряння складаються з багатьох різних типів сполук, включаючи нітрати, сульфати, вуглець, оксиди та будь-які незгорілі елементи в паливі. Тверді забруднюючі речовини можуть бути корозійними, токсичними для рослин і тварин, а також шкідливими для людей.

Викиди твердих частинок, як правило, поділяються на дві категорії: ТЧ і ТЧ10. ТЧ10 - це тверді частинки діаметром менше 10 мікрон. Усі тверді частки можуть становити проблеми зі здоров'ям. Однак найбільше занепокоєння викликає ТЧ10 через його здатність обходити природну систему фільтрації організму. Викиди ТЧ в першу чергу залежать від марки палива, що спалюється в котлі. У таблиці 1.1 наведені рівні викидів для різних типів палива [8].

Таблиця 1.1

Рівні викидів для різних типів палива без систем очищення, тонн на 1 тис. тонн натурального палива

Вид палива	CO ₂	NO ₂	SO ₂	ТЧ	всього
Дерев'яні брикети, пелети	4.7	9.3	0.3	4.1	18.4
Деревина дров'яна	4.9	9.4	0.3	4.3	18.9
Тирса деревна	5	9.6	0.5	5.0	20.1
Деревинні відходи, обрізки	5.2	9.9	0.4	5.2	20.7
Швидкоросла деревина	4.8	9.5	0.0	8.4	22.7
Брикети торф'яні	8.04	26.8	3.0	13.0	50.9
Кам'яне вугілля	9.6	63.6	9.2	65.3	147.7

З таблиці можна побачити, що найекологічнішим з усіх типів палива є насамперед дерев'яні брикеті і пелети, що майже у 10 разів мають менше викидів, ніж кам'яне вугілля.

У 2011 році запроваджено нові європейські стандарти для твердого палива з біомаси. Вони включають стандарт на деревні гранули (EN 14961-2), який EN plus допомагає впровадити по всій Європі. Окремі національні стандарти більше не діють. У 2014 році стандарт EN 14961-2 був замінений стандартом ISO 17225-2.

Існує три класи пелет, згідно з класифікації EN plus. Стандарт включає класи якості A1 і A2, які також реалізовані через EN plus. Клас A1 - це преміальна якість, яка використовується в приватних побутових котлах або печах. Пелети A1 виробляють найменшу кількість золи і відповідають найвищим вимогам. Клас A2 використовується у великих установках і виробляє більше золи. Промислові пелети не називаються «EN plus», але можуть бути сертифіковані як «EN B» [9].

Хоча і вважається, що котельня на біопаливі, екологічна по відношенню до навколишнього середовища, в якійсь мірі впливає як на екологічне середовище, так і на соціальне. Котельня на біопаливі надає наступні прямі впливи на навколишнє середовище:

- газоподібні і тверді викиди в атмосферу;
- зола, яку слід утилізувати;
- шум;
- транспортування палива вантажівками.

Небажаний вплив шуму і руху великовантажних автомобілів можна згладити правильним вибором місця знаходження і плануванням котельні. З газоподібними викидами і твердими відходами слід боротися, звертаючи більше уваги вдосконаленню технології спалювання і газоочистки, що має створити умови для дотримання все більш строгих вимог до охорони навколишнього середовища.

При згорянні в котлі утворюються шкідливі відходи, які умовно можна розділити на основну та летючу золу. При спалюванні біопалива основна зола осідає на стінах топки, потім збирається і транспортується зазвичай або за допомогою гвинтового конвеєра, або скребкового транспортера в бункер. Летюча зола — це та частина золи, яка несеться з димовими газами через котельні димоходи в димову трубу.

Сумарний обсяг відходів безпосередньо залежить від вмісту золи палива, що використовується. Вміст золи в сухій масі тріски і пелетів з тирси в загальному випадку менше 1%. Вміст же золи в чистій трісці може бути нижче 0.3%. При використанні сировини низької якості вміст золи може бути високим.

Шкідливими газоподібними викидами насамперед вважаються викиди сірки, азоту, чадний газ, незгорілі вуглеводні і вуглекислий газ.

Окремо варто було б розглядати викиди вуглекислого газу, підвищення вмісту якого в атмосфері викликає глобальне потепління. При зростанні біомаси під дією фотосинтезу з атмосфери абсорбується стільки ж вуглекислого газу скільки пізніше при спалюванні вивільняється назад. Також слід відзначити що і при розкладанні біомаси в природних умовах в атмосферу виділяється вуглекислий газ. Якщо біомасу спалювати в обсязі її природного приросту, вуглекислий газ, що викидається при спалюванні, впливу на атмосферу не робить і за міжнародними угодами не береться до уваги як парниковий газ. Ступені концентрації викидів чадного газу і незгорілих вуглеводнів в димових газах практично залежать тільки від умов горіння і рівномірності розподілу повітря, що йде на горіння. Викиди сірки і азоту залежать як від їх вмісту в паливі, так і від процесу горіння.

1.1.2.1. Діючі нормативи для обмеження емісії забруднюючих речовин

Основне призначення даної директиви 2001/80 / ЄС - істотно знизити викиди деяких забруднюючих речовин в навколишнє середовище великими спалюють установками і з цією метою встановлюються їх граничні значення.

До забруднюючих установок спалювання ця директива відносить установки потужністю 50 МВт незалежно від виду використовуваного палива. Граничні значення викидів забруднюючих речовин на одиницю об'єму газів, що виходять, це граничне допустиме кількість цих речовин, що викидаються в навколишнє середовище на нормальний кубічний метр (при нормальних умовах) сухого димового газу. У разі твердого палива, в тому числі біомаси, граничні значення дані при вмісті кисню в димових газах 6 об'ємних відсотків. Постановою міністра Естонії навколишнього середовища ЕР №112 призначені граничні викиди забруднюючих установок, що гарантують як дотримання граничних річних викидів в Естонії, так і локальне якість навколишнього повітря. У деяких європейських державах при оцінці роботи обладнання малих котлів виходять з найкращих існуючих технологій (ВАТ). Такими принципами керуються наприклад, в Фінляндії, Великобританії та Данії. Проблеми навколишнього середовища, стаючи все більш актуальними, змушують уніфікувати вимоги до усіх. Європейський комітет Стандартів СЕН стандартом встановлює вимоги до нання малих котлів, в тому числі на біотопливі До *EN303 – 5* котлам на твердому паливі номінальною вихідною потужністю до 300 кВт.[10]

Незважаючи на те, що пряме спалювання біомаси є найстарішою і найбільш розвиненою технологією отримання енергії з біомаси, до сих пір є потенціал для її подальшого розвитку з точки зору збільшення ККД і поліпшення екологічних характеристик. Основними технологіями спалювання деревної біомаси, що використовуються в даний час, є:

- спалювання в вихровий (циклонічної) топці,
- спалювання розпорошеного сировини в пальнику,
- спалювання на решітці,
- спалювання із завантаженням сировини розподільним Стокером,
- спалювання у обертової печі,
- спалювання в киплячому шарі,
- спалювання в циркулюючому киплячому шарі

Спалювання в вихрових топках. Сутність вихрового методу спалювання полягає в тому, що за допомогою системи повітряних сопел в топці створюють вихор, в якому згорають зважені частинки біомаси. Рекомендований розмір часток біомаси - до 10-12 мм за велику парусність (типу соняшникової, гречаної або рисової лузги). Позитивними якостями вихрового методу є простота його здійснення на діючих котлах, досить високі технічні та екологічні (по СО) показники топкового процесу, можливість реалізації в топках газомазутних котлів, що мають малі обсяги. До недоліків слід віднести те, що при спалюванні біомаси вся зола, що міститься в ній, транспортується топковим газами по тракту котла. Це призводить до підвищеного зносу труб, необхідності частого чищення поверхонь нагріву і газового тракту котла від шлакових і зольних відкладень.

Спалювання в вихрових пальниках. Дуже дрібні і сухі відходи деревини (вологістю до 20%), наприклад тирса і шліфувальний пил, можуть спалюватися в вихровому пальнику. При цьому, як правило, потрібно підсвічування природним газом або мазутом. Технологія спалювання розпорошеної сировини має такі переваги: більш ефективно використовується потужність котла, забезпечується високий ККД котла, можливе спалювання газу або мазуту в тому ж пальнику, що і біомаси. Основний недолік цієї технології полягає в високих витратах, пов'язаних з подрібненням і сушінням сировини при відсутності його в готовому вигляді як відходу виробництва.

Спалювання на решітках. Ґрати в топках використовуються для поділу золи і сировини, що завантажуються. Біомаса завантажуються на решітку і проходить зони сушки, піролізу / газифікації і горіння. Існують решітки різного типу: нерухомі водоохолоджувані; рухливі водоохолоджувані (ланцюгові, вібраційні); рухливі повітроохолоджувальних; обертові.[11]

Їх конструкції продовжують удосконалюватися з метою поліпшення подачі повітря, забезпечення рівномірного завантаження біомаси та видалення золи. Нерухомі решітки, як правило, використовуються на установках потужністю

до 1 МВт, рухомі (в тому числі обертові) - на установках потужністю до 10 МВт. Ґрати нового покоління є, як правило, водоохолоджуваними з метою запобігання шлакуванню і продовження терміну служби решітки.

Спалювання в реторті з нижньою подачею сировини. Однією з найбільш поширених є технологія спалювання в реторті з нижньою подачею сировини. Паливо через реторту шнеком проштовхується на нерухому решітку (існують також аналогічні конструкції з обертається ґратами). Первинне повітря подається під ґрати через отвори, розташовані на бічній поверхні реторти. Решітка охолоджується первинним повітрям. Вторинне повітря подається через ряд отворів, розташованих над вершиною конусоподібної гірки палива. Для досягнення правильного співвідношення витрат підведення первинного і вторинного повітря регулюється окремо. Топки з подачею сировини знизу можуть використовуватися тільки на установках невеликої потужності (до 6 МВт) для спалювання малозольної біомаси (деревна тріска, тирса) вологістю до 40%. Для високозольної біомаси (кора, солома) потрібно більш ефективна система видалення золи. Крім того, частинки спеченої золи, що покривають поверхню шару палива, можуть викликати нестабільність процесу в топках з подачею сировини знизу [12]

Спалювання на рухомих решітках. Технологія спалювання на рухомій решітці застосовується, як правило, для біомаси з високою вологістю (до 60%), зольністю і різним фракційним складом. Добре сконструйована і регульована решітка повинна забезпечувати рівномірний розподіл палива і шар тліючого вугілля по всій поверхні. Це важливо для забезпечення рівномірного підведення первинного повітря до всіх областей решітки. Нерівномірне підведення повітря може стати причиною шлакуванню, прогарів, великої кількості летючого попелу і збільшення кількості надлишкового кисню, необхідного для повного згоряння. Використання рухливих решіток і системи контролю за шаром тліючого вугілля за допомогою датчиків інфрачервоного випромінювання і застосування для різних зон решітки повітродувок первинного повітря

з регульованою частотою, як правило, вирішує названі проблеми. Секційна подача первинного повітря необхідна для підстроювання витрати відповідно до потреб зон сушіння, газифікації та горіння. Використання окремо регульованої системи подачі первинного повітря дозволяє успішно проводити спалювання біомаси на решітці і при частковому навантаженні (аж до 25% від номінальної), а також підтримувати відносну атмосферу в зоні підведення первинного повітря, що необхідно для забезпечення низької емісії NO_x . Показники установок з КС і ЦКШ по рівню емісії CO і NO_x зазвичай краще, ніж в разі спалювання на решітці, що пов'язано з більш однорідними і добре регульованими умовами протікання процесу горіння. Однак при горінні на решітці спостерігається менший рівень емісії твердих частинок і краще згорає летюча зола.

Ротаційний принцип спалювання. При спалюванні деревини ротаційним способом не утворюється пилоподібних викидів, оскільки мінеральні речовини, що входять до складу палива, окислюються і перетворюються на пар. Цьому сприяє низький вміст кисню в камері згорання, при цьому температура горючих газів повинна бути вище 780°C , щоб органічні сполуки могли перетворитися в горючий газ; з іншого боку, температура в камері згорання повинна бути нижче 1000°C , щоб не допустити випаровування мінеральних речовин. Принцип ротаційного спалювання, застосовуваний в теплоенергетичних установках нового покоління, в яких природний процес горіння відбувається при нестачі повітря, полягає в наступному: вентилятор подає дрібно розсіяне вторинне повітря з високим імпульсом обертання в камеру згорання. Газ, що утворюється при горінні деревних відходів або іншого палива, не губиться, а домішується до вторинного повітря, що надходить в камеру згорання. Запатентований принцип «течії», застосовуваний в котлах з ротаційним типом спалювання, надає специфічна динамічна дія і запобігає утворенню поворотного потоку повітря. Динамічний вплив і обертання в камері згорання дозволяють, по-перше, змішувати в оптимальному співвідношенні утворений горючий газ і вторинне повітря. З іншого боку, змішаний горючий газ, що зна-

ходиться через його обертання в камері згоряння більш тривалий час, згорає майже повністю. Таким чином, завдяки більш глибокому спалюванню палива емісія CO і NO в атмосферу значно нижче, ніж при спалюванні нафти. Крім цього, деревина, на відміну від нафти і природного газу, CO₂-нейтральна і поновлювані. Застосування в конструкції котлів з ротаційної піччю і очищенням продуктів згоряння нових способів спалювання деревини дозволяє збільшити коефіцієнт корисної дії до 90%. Як приклад практичної реалізації ротаційного принципу спалювання можна привести установку Pyrot, розроблену для спалювання сухої деревної тріски в деревообробній промисловості і яка успішно застосовується при обігріві великих будівель. Метод ротаційного спалювання, що використовується в її конструкції, дозволяє застосовувати в якості палива різноманітний спектр матеріалів: пелети різного діаметру і розміру; обрізки та уламки деревини (натуральний матеріал з підвищеним вмістом вологи); деревну тріску; тирса (рекомендується використовувати у вигляді брикетів).

Аналіз різних способів спалювання відходів деревообробки показав, що для установок середньої потужності краще використовувати технологію спалювання палива в киплячому шарі [13]. Дана технологія має ряд переваг при спалюванні нешлакуючого палива:

- механічний недопал 1% (за даними корпорації Valmet, одного з великих виробників котлів, що спалюють біопаливо в режимі киплячого шару);
- рівномірність розподілу матеріалу шару, продуктів згоряння в топці, що призводить до однакового тепловому потоку на різні стіни;
- більш низька емісія оксидів азоту NO_x в порівнянні з факельним спалюванням [14];
- не має обмеження по вологості палива;
- відсутність сушки палива [15].

1.2. Газодинаміка закрученого потоку

Експериментальні та теоретичні дослідження просторово-часової структури закручених потоків демонструють інтенсивне структуроутворення у цих течіях. Утворення великомасштабних вихрових структур (КВС) обумовлено наявністю низки нестійкостей закручених потоків. Є два типи нестійкостей, що формуються у таких системах. Нестійкості першого типу – градієнтні, пов’язані з формуванням профілів із сильними градієнтами – нестійкість Кельвіна-Гельмгольца, відцентрова нестійкість та нестійкість Релея-Тейлора. Нестійкості другого типу пов’язані з наявністю нерівноважного заселення внутрішніх ступенів волі. До теперішнього часу вивчено стійкість ряду модельних течій з кусково-безперервною апроксимацією профілів, таких як вихор Ренкіна і вихор з квазітвердим обертанням з осьовим перебігом. Показано, що дисперсійні криві мають вигляд характерний хвиль негативної енергії, отже у докритичної області значень хвильових чисел існують дві нейтрально стійкі хвилі, а в надкритичної області — нестійка хвиля.

Спочатку розглянемо, які особливості протягом вільних (затоплених) струменевих потоків вносить крутка течії. Крутка формується в потоці за допомогою спеціальних завихрювачів - шнекових, лопаткових, равликкових, тангенсальних і аксіальних. При цьому обмежимося способом закрутки за допомогою аксіальних лопаткових завихрювачів, що найбільш широко застосовуються в промисловості. Було показано, що при слабкій закрутці струмінь починається зі зрізу завихрювача, при якому утворюється обмежена область зворотної (негативної) течії. Подальше збільшення початкової закрутки при відношенні обертальної складової швидкості w_0 до середньо витратної w , що дорівнює швидкості закінчення $w_0 > 2.5$, призводить до значного розширення струменя. За цих умов струмінь починає прилипати до поверхні стінки, на

якій встановлено завихрювач [16]. У дослідженні були виділені три види течії в струмені:

1) зімкнутий перебіг, при якому закручений струмінь змикається у осі за зоною зворотних струмів;

2) розімкнутий перебіг, який відрізняється тим, що зона завихрених струмів охоплена аксіальним потоком не повністю, а сполучується з навколишнім середовищем в осьовому напрямку;

3) течія, що стелиться, під якою потрібно розуміти напівобмежений закручений потік, аналогічний віяловому напівобмеженому струменю. Слід зазначити, що у закручених струменях важливо виділити зони зворотних струмів і конвективного змішування.

Детальна структурна модель середньо закрученого газового струменя і представлена на рис. 1.2.

Було відмічено, що довжина струйок з міжлопаткових каналів змінюється синхронно з довжиною зони зворотних струмів. Для характеристики інтенсивності крутки найбільше широко використовуються два показники. Р. Б. Ахмедов вивів спрощену формулу для обчислення конструктивного параметра закрутки n , який визначається як

$$n_A = \frac{8d(d^3 - d_0^3)}{3\pi(d^2 - d_0^2)} \cdot \tan \gamma \quad (1.1)$$

де d - зовнішній діаметр прохідного каналу, d_0 - іаметр центральної втулки, γ - кут нахилу лопатей. У роботі Б. І. Зискіна для аксіальних завихрювачів крутки n_{CR} визначаються як

$$n_{CR} = n_c^l \cdot K^h \quad (1.2)$$

де n_c — конструктивний параметр крутки, що задає базовий рівень, установлюється конструкцією завихрювача K_h — гідродинамічний коефіцієнт, що

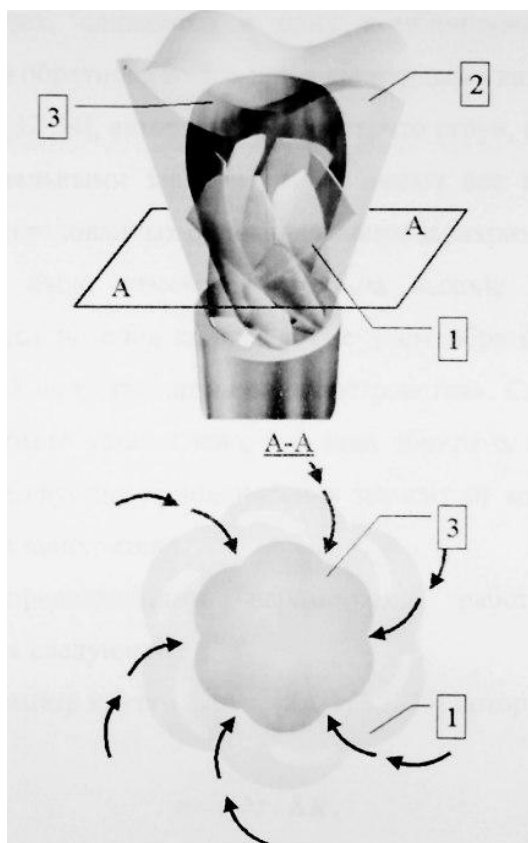


Рис. 1.2. Структурна модель вільного закрученого ізотермічного струменя, утвореного аксіальним завихрювачем. Зони: 1 - виходу потоку з міжлопаткових каналів; 2 – конвективного змішування; 3 – зворотних струмів. Стрілками показано напрям підсмоктування зовнішнього середовища в зону 3

враховує вплив режиму у зв'язку з конструктивними параметрами завихрювача.

1.3. Опис процесу горіння

Горіння – це високотемпературна екзотермічна окислювально -відновна хімічна реакція між паливом (відновником) і окислювачем , зазвичай киснем повітря , що утворює окислені, часто газоподібні продукти, у суміші, яка називається димом. Горіння часто є складною послідовністю елементарних радикальних реакцій. Тверді види палива, такі як деревина та вугілля, спочатку піддаються ендотермічному піролізу для отримання газоподібного палива, спалювання якого потім забезпечує тепло, необхідне для виробництва більшої кількості палива.

Спалювання твердого палива включає висушування, виділення і спалювання летких речовин, а також горіння твердої фази. Згорання біовугілля утворить, шляхом фрагментації та плавлення, відносно великі частинки (від мікрометрів до міліметрів), які утворять золу та летючу золу (приблизно від 1 до 200 мкм). Їх утворення сильно корелює з початковою зольністю біомаси, а точніше з кількістю вогнетривкого матеріалу, тобто матеріалів, які не плавляться при температурі печі, наприклад оксидів кремнію, кальцію або магнію.

У той же час горіння нелетких речовин призведе до прогресуючого випаровування таких елементів, як натрій, калій, сірка і хлор; ці елементи утворять у результаті зародження та конденсації дрібні сульфати (від 1 нм до 1 мкм) і хлорид калію (або натрію), такі як KCl , K_2SO_4 або $NaCl$. Ці елементи також можуть конденсуватися або адсорбуватися на поверхні інших частинок. Інші другорядні елементи, присутні в більш низьких концентраціях у біомасі, також можуть випаровуватися і вести подібну поведінку, таким чином брати участь у складі найдрібніших частинок.

Хімічний склад палива (в основному вуглець, водень, кисень, азот, сірка і хлор) буде впливати на механізм утворення частинок. Сірка та хлор вироблятимуть сульфат та хлоровані солі за аналогічним механізмом, що й для калію. Частинки також можуть утворюватися при взаємодії кислих газів (SO_x і HCl) з основними газами, такими як аміак (NH_3). Залежно від температури можуть виникати більш складні механізми, такі як зародження хлориду (KCl) на сульфатах (K_2SO_4) [17].

Частка твердої біомаси, що надходить у пальник, проходить чотири окремі стадії згорання: сушіння, дефолатилізація, спалювання газів та спалювання деревного вугілля. Ці стадії показані малюнку 1.3. Під час розгляду згорання однієї частинки може статися накладання цих стадій згорання. Коли частка біомаси потрапляє в гаряче середовище, вода в частинці починає випаровуватися. На стадії дефолатилізації з частки виділяються леткі гази та смоли, які

згоряють у присутності кисню. На стадії спалювання деревного вугілля деревне вугілля реагує з киснем, утворюючи переважно CO і CO₂. Після завершення згоряння залишається неорганічна зола [18].

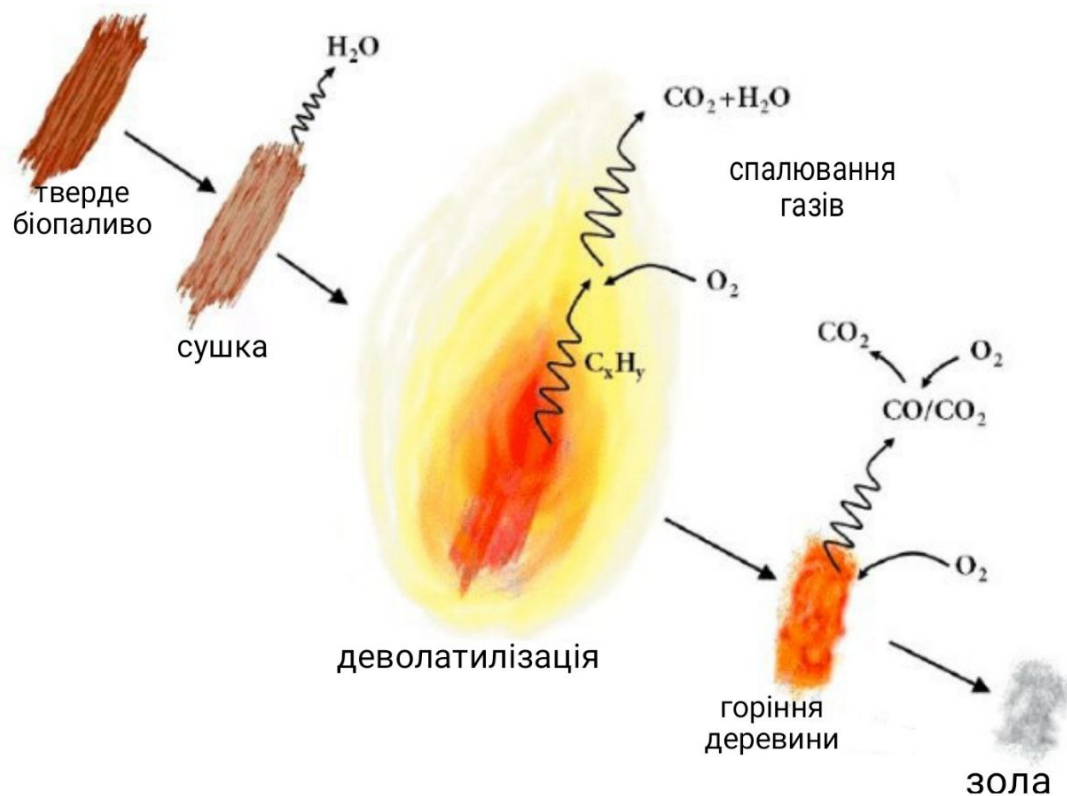
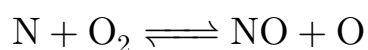
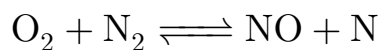
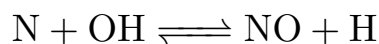


Рис. 1.3. Стадії горіння частинки біомаси

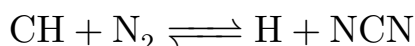
Викиди оксидів азоту (NO + NO₂) під час згоряння виникають із зв'язаного з паливом азоту та N₂ у повітрі для згоряння. Утворення викидів NO_x в пристроях згоряння можна розділити на чотири основні механізми:

1) Термічний механізм NO_x, вперше описаний Зельдовичем [19]. Термічний NO_x утворюється з N₂ в повітрі для горіння в присутності радикалів O і OH (реакції 1-3). Цей механізм є актуальним при температурах вище 1500°C через високу енергію активації Реакції 1.

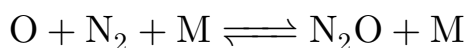




2) Механізм Prompt або Fenimore NO_x [20]. Швидкий NO_x утворюється з N_2 в повітрі для згорання в присутності вуглеводневих радикалів. Було показано, що один з основних шляхів спонукання NO_x ініціюється CH , який прямує з N_2 , утворюючи NCN .



3) N_2O -проміжний механізм [21]. У цьому механізмі N_2O утворюється з N_2 в умовах збіднення палива в присутності кисневих радикалів.



4) Паливо NO_x , що утворюється з азоту, зв'язаного в паливі. Азот у паливі виділяється як проміжні види азоту, головним чином NH_3 і HCN .

Реакційноздатні форми азоту, утворені цими механізмами, зазнають подальших реакцій у процесі горіння. Залежно від умов горіння утворені реакційноздатні форми азоту можуть окислюватися, щоб стати частиною викидів NO_x або зменшуватися до N_2 . При спалюванні твердого палива основним джерелом викидів NO_x є азот, пов'язаний з паливом; однак деякі термічні NO_x також можуть утворюватися. Основні методи зменшення викидів NO_x засновані на ступінчастому спалюванні. У повітряному режимі повітря для горіння розподіляється на кілька рівнів повітря. Повітря змішується з газами згорання поетапно; на останній стадії відбувається остаточне вигорання газів.

1.4. Існуючі установки та патенти для спалювання біопалива

Відомі чотири основні способи спалювання палива: шаровий, факельний (камерний), циклонний (вихровий), в киплячому шарі (рис. 1.4). Застосування

того чи іншого способу залежить від виду палива та потужності топки. Рідке та газоподібне палива спалюються факельним способом, для спалювання твердого палива використовуються всі чотири способи.

Топками називають технічні пристрої, у яких здійснюється спалювання палива. У техніці набули поширення топки різних конструкцій залежно від властивостей палива та продуктивності агрегату. Основні вимоги, яким має задовольняти топковий пристрій – надійність в експлуатації та висока економічність. Крім того, топки повинні мати високу продуктивність, універсальність при простоті конструкції, обслуговування та ремонту. За методом організації процесу спалювання топкові пристрої поділяються на шарові та камерні. Шарові топки використовуються для спалювання твердого палива. У таких топках процес горіння переважно відбувається у шарі палива, що лежить на колосникових ґратах. У камерних топках можна ефективно спалювати різні види палива – тверде, рідке, газоподібне. Горіння в таких топках відбувається в камері згоряння. У свою чергу, камерні топки в залежності від аеродинаміки потоку поділяються на факельні (прямоточні) та вихрові (циклонні).

Факельний спосіб спалювання характерний тим, що дрібні частинки палива

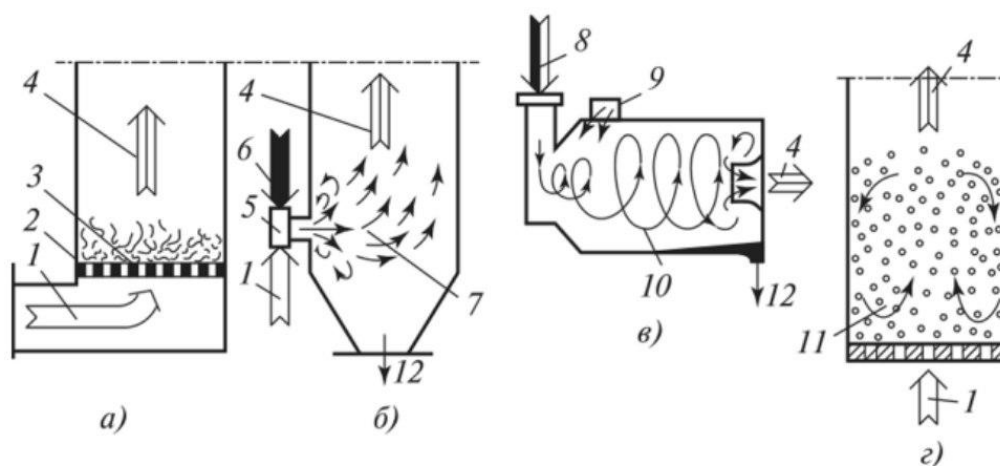


Рис. 1.4. Основні способи спалювання палива: а) шаровий, б) факельний (камерний), в) циклонний (вихровий), г) в киплячому шарі

легко транспортуються потоком повітря і газів, які утворюються в перерізі камери згоряння. Згоряння палива відбувається у камері топки за короткий час

(1-2 с). Швидкість згоряння та тепловиділення у часі визначаються поверхнею горіння.

При вихровому способі спалювання частинки палива знаходяться в інтенсивному вихровому русі. На відміну від смолоскипного способу, частки палива піддаються інтенсивному обдуванню потоком і швидко згоряють. Цей спосіб дозволяє спалювати більший вугільний пил. У таких топках розвивається більш висока температура, тому шлаки переходять у рідкий стан.

У шаровій топці подрібнене паливо, що знаходиться на решітці, з частинками розміром 1-6 мм продувається потоком повітря з такою швидкістю, що частинки спливають над решіткою і здійснюють зворотно-поступальний рух у вертикальній площині. При цьому швидкість газоповітряного потоку в межах киплячого шару більша, ніж над ним. Дрібніші і частково вигорілі частинки піднімаються у верхню частину киплячого шару, де швидкість потоку знижується, і там згоряють. Киплячий шар збільшується обсягом в 1,5-2 рази, його висота становить 0,5-1 м.

Якщо розміри вугільних шматочків великі, ефективність його згоряння невелика. Для того, щоб тверде паливо горіло з найбільшою ефективністю, проводиться його спеціальна підготовка до згоряння. Основна ідея такої підготовки - якомога максимальне подрібнення палива (до 0,5 мм) та видалення вологи з палива. Перетворення шматкового палива на вугільний пил проводиться у два етапи: спочатку сире паливо піддається дробленню до розміру 15-25 мм. Потім подрібнене паливо надходить у бункери сирого вугілля, після чого піддається розмелюванню у вуглерозмольних млинах до остаточного продукту - вугільного пилу з розмірами частинок до 0,5 мм. Одночасно з розмолем, паливо підсушується для забезпечення гарного згоряння пилу.

Останнім часом з'явилися спроби створення топкових пристроїв, що поєднують процес спалювання в шарі з вихровим допалюванням у надшаровому просторі з метою поєднання переваг цих двох технологій. Відомі топкові пристрої з поєднаним шаровим і вихровим спалюванням закордонних компаній

Wellons (США), Bertch (Австрія), Kablitz (Німеччина). Недоліками цих перших конструкцій є громіздкість (особливо коли використовується нерухомий шар на похилій решітці, що перештовхує, «Kablitz»), відсутність перетиску пастки («Bertch», «Wellons»), призматична форма топки, що не дозволяє повною мірою реалізувати інтенсивну закрутку вторинного дуття («Bertch»).

Як показує проведений аналіз, подальшим розвитком вищевказаних конструкцій топок з поєднаною технологією спалювання можуть бути циклонно-шарові топки з НС та КС, які використовують кращі особливості шарового та вихрового спалювання, що дозволяють досягти високих показників з енергоефективності (надлишок повітря $\alpha = 1,15-1,25$), зниженої емісії шкідливих викидів та зменшених габаритних розмірів, принципову схему яких наведено на рис. 1.5.[22] Циклонно-шарова топка складається з вихрової камери згоряння (1) з

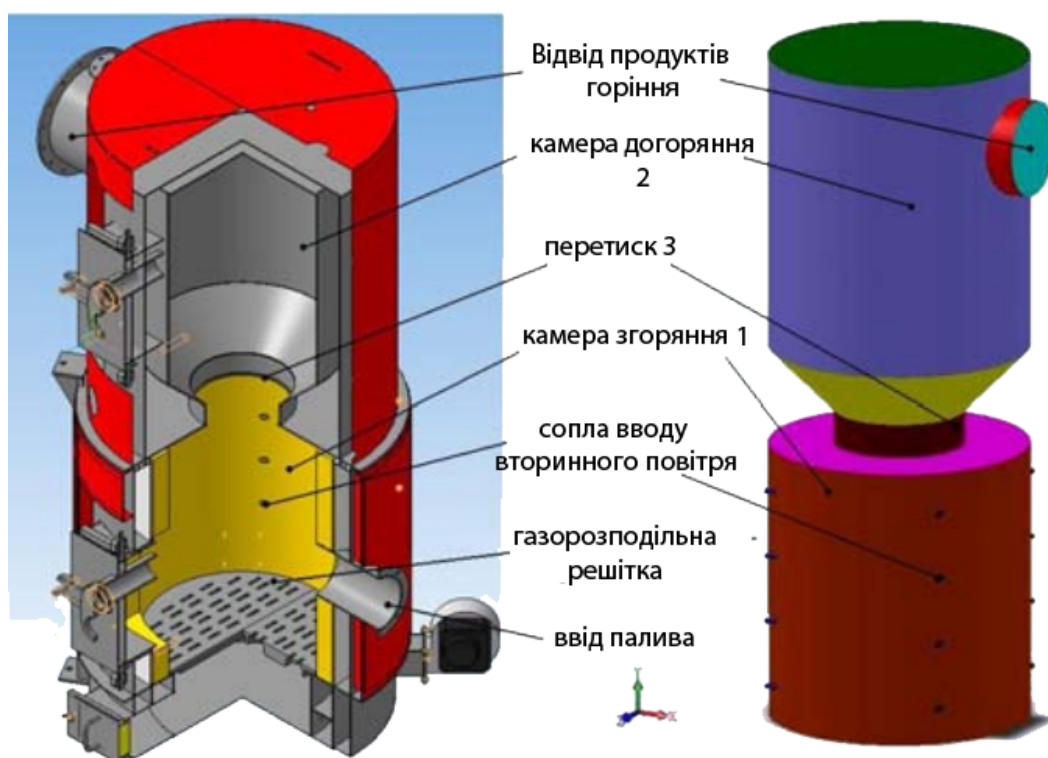


Рис. 1.5. Будова циклонно-шарової топки

нерухомим або киплячим шаром та камери догоряння (2), які розділені перетискуванням (3). Первинне повітря подається під шар, а вторинний тангенційно над шаром, створюючи в камері згоряння інтенсивний закручений газовий потік.

Важливим елементом конструкції є аеродинамічний пережимання (3). Він дозволяє сформувати в нижній камері (1) активний вихровий гідродинамічний режим і утримувати частинки палива, що не згоріли, до їх повного горіння.[23; 24]

1.5. Висновки до розділу 1

У даному розділі був представлений опис теорії горіння твердого палива. Даний процес є складним термодинамічним та хімічним явищем, що використовується у сучасній промисловості з метою отримання великої кількості енергії. Аналіз літератури показав, що даний процес можна описувати та моделювати фізико-математичними рівняннями. За допомогою утворення завигреного потоку у топці можна зменшити концентрацію шкідливих відходів, що позитивно впливає на екологічну ситуацію

РОЗДІЛ 2.

МОДЕЛЮВАННЯ

2.1. Математична та числова модель

2.1.1. Миттєві балансові рівняння

Рівняння Навьє-Стокса та рівняння переносу енергії мають безпосередній зв'язок з математичним описом процесу горіння і виглядають наступним чином:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho Y_k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i Y_k}{\partial x_i} = \frac{\partial \rho J_i^k}{\partial x_i} + \dot{m}_k \quad (2.2)$$

де J_i^k - молекулярний дифузний потік компоненти k , \dot{m}_k - швидкість реакції, що трактується як масова витрата k -тої компоненти за одиницю часу.

Молекулярна дифузія визначається законом Фіка:

$$J_i^k = -\frac{\mu_l}{Sc_k} \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \quad (2.3)$$

де μ_l - молекулярна в'язкість, Sc_k - число Шмідта для k -тої компоненти, що визначається як:

$$Sc_k = \frac{\mu_l}{\rho D_k} \quad (2.4)$$

D_k - молекулярна дифузія k -тої компоненти

2.1.2. Моделювання турбулентної течії

2.1.2.1. $k - \varepsilon$ модель

$k - \varepsilon$ модель є стандартною для опису турбулентних течій. Вона була запропонована Лаундером та Сполдінгом у 70-х роках, але все ще є актуальною.[25]

Ця модель може бути отримана з рівняння Нав'є-Стокса:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + \sum_j u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \eta \nabla^2 u_i \quad (2.5)$$

де $u(x, t)$ представляє собою векторне поле швидкості, $p(x, t)$ - поле тиску, η - це динамічна швидкість.

Зважаючи на те, що рівняння 2.5 виведене з урахуванням рівнянь збереження маси та енергії, отримуємо:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_j u_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} = \rho \sum_j \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.6)$$

Застосування статистичного усереднення до рівняння 2.5, дає рівняння Рейнольдса:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \sum_j (\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \rho \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x'_j} u'_j}) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \sum_j \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.7)$$

де $\bar{\tau}_{ij} = \eta \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$, і $\tau \nabla^2 u_i = \sum_j \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}$. Після деяких математичних перетворень було отримано рівняння енергетичного балансу турбулентного потоку:

$$\rho \left(\frac{\partial k}{\partial t} + \sum_j \frac{\partial k}{\partial x_j} u_j \right) = - \sum_j \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{p' u'_j} + \frac{\rho}{2} \sum_i \overline{u_i'^2 u'_j}) + \sum_{i,j} \bar{T}_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (2.8)$$

де турбулентна кінетична енергія визначається як:

$$k = \frac{1}{2} \sum_i \overline{(u'_i)^2}, \quad (2.9)$$

та швидкість дисипації енергії турбулентності дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{1}{\rho} \sum_{i,j} \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \tau'_{ij}} = \frac{\nu}{2} \sum_{i,j} \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} \quad (2.10)$$

Рівняння приймають фінальний вигляд:

$$\frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(c_k \frac{\partial k}{\partial x} \right) - \varepsilon \quad (2.11)$$

де c_k - коефіцієнт турбулентного енергообміну. Аналогічно для рівняння балансу швидкості дисипації енергії турбулентності:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(c_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) - U \quad (2.12)$$

де c_ε - коефіцієнт швидкості дисипації енергії турбулентності і $U > 0$ це швидкість гомогенізації швидкості дисипації.

2.1.2.2. RNG $k - \varepsilon$ модель

Для моделювання турбулентної течії було обрано RNG $k - \varepsilon$ через її переваги над стандартною моделлю.

Модель RNG $k - \varepsilon$ була отримана за допомогою суворої статистичної методики (званої теорією ренормалізаційних груп). За формою вона схожа на стандартну модель $k - \varepsilon$ але включає в себе наступні уточнення [26]:

- Модель RNG має додатковий член у своєму ε рівнянні, що значно покращує точність для швидко напружених потоків.
- Вплив завихрення на турбулентність включено в модель RNG, що підвищує точність для закручених потоків.

- Теорія RNG надає аналітичну формулу для турбулентних чисел Прандтля, тоді як стандартна $k - \varepsilon$ модель використовує постійні значення, визначені користувачем.
- У той час як стандартна модель $k - \varepsilon$ є моделлю з високим числом Рейнольдса, теорія RNG надає аналітично отриману диференціальну формулу для ефективної в'язкості, яка враховує ефекти низького числа Рейнольдса.

Ці особливості роблять модель RNG $k - \varepsilon$ більш точною та надійною для більш широкого класу потоків, ніж стандартна модель $k - \varepsilon$.

Модель RNG $k - \varepsilon$ має форму, подібну до стандартної моделі:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2.14)$$

У цих рівняннях G_k являє собою генерацію кінетичної енергії турбулентності через середні градієнти швидкості, G_b – генерація кінетичної енергії турбулентності через плавучість, розрахована, Y_M представляє внесок коливаючої дилатації в турбулентності, що стискається, у загальну швидкість розсіювання. Величини α_k і α_ε є оберненими ефективними числами Прандтля для k і ε , відповідно. S_k і S_ε є визначеними користувачами вихідними термінами.

Процедура виключення масштабу в теорії RNG приводить до диференціального рівняння турбулентної в'язкості:

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (2.15)$$

Тут $\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu}$, і $C_v \approx 100$.

Рівняння 2.15 було інтегровано для того, щоб отримати точний опис того, як ефективний турбулентний переніс залежить від ефективного числа Рейнольдса (або масштабу вихорів). Це дозволяє моделі краще опрацьовувати течії з низьким числом Рейнольдса і пристінкові течії.

Для височих значень чисел Рейнольдса отримаємо:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.16)$$

де $C_\mu = 0.0845$. Цікаво відзначити, що це значення дуже близьке до емпірично визначеного значення 0,09, яке використовується в стандартній моделі.

На турбулентність, як правило, впливає обертання або завихрення середнього потоку. Модель RNG в ANSYS FLUENT забезпечує можливість врахування ефектів закручування або обертання шляхом відповідної зміни турбулентної в'язкості. Модифікація приймає наступну функціональну форму:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (2.17)$$

де μ_{t0} – значення турбулентної в'язкості, розраховане без модифікації завихрення. Ω – це характерне число завихрення, що оцінюється в ANSYS FLUENT, і α_s є константою завихрення, яка приймає різні значення залежно від того, чи є потік переважно закрученим, чи лише помірно закручений. Ця модифікація завихрення завжди діє для осесиметричних, закручених потоків і тривимірних потоків, коли вибрано модель RNG.

2.1.2.3. Моделювання закрутки потоку

Рівень завихрення регулюється безрозмірним параметром, позначеним як число завихрення або параметр закрутки, яке по суті кількісно визначає

відношення осьової складової швидкості потоку кутового моменту до швидкості потоку осьового імпульсу. Цей коефіцієнт значною мірою контролює структуру закрученого потоку, а його значення визначає, чи встановлюється внутрішня зона рециркуляції та чи утворюється в потоці прецесійне вихрове ядро.

Шміттель та ін [27] показали, що використання завихрення в горінні, що не змішується, може призвести до зниження викидів забруднюючих речовин, особливо оксидів азоту. Дійсно, під дією вихрового ефекту і, отже, поліпшення перемішування реактивів, температура полум'я знижується, що призводить до зменшення виробництва NOx. Крім того, коли інтенсивність завихрення є достатньою, збільшення кількості завихрень призводить до зменшення часу перебування в гарячих зонах. Це також призводить до обмеження утворення NOx. Однак необхідно знайти таку інтенсивність завихрення, при якій досягається компроміс між, з одного боку, зниженням викидів забруднюючих речовин і, з іншого боку, далекобійністю полум'я пальника для запобігання спалаху. [28]

Існує декілька способів згенерувати закручений потік. Вони можуть бути розподілені у три основні категорії:

- Використання ребер або регульованих пропелерів, що відхиляють по тангенці осьовий потік. Завдяки своїй простоті цей пристрій зазвичай використовується в промислових системах, зокрема в газових турбінах. Однак цей тип пристрою вносить значні втрати напору, а інтенсивність завихрення обмежена (конструкція ребер).
- Оберткові механічні пристрої, які створюють обертальний рух рідині, що проходить між ними.
- Тангенціальне закачування частини або всієї кількості рідини в магистральний канал. Інтенсивність завихрення потім визначається співвідношенням між потоком, що нагнітається тангенціально, і потоком, що нагнітається по осі.

Число завихрення (S) — безрозмірне число, яке характеризує обертові потоки. Визначається як

$$S = \frac{G_\varphi}{RG_x} \quad (2.18)$$

де G_x - осьовий потік осьового імпульсу, G_φ - осьовий потік тангенціального імпульсу, R - радіус сопла.

Це число визначає інтенсивність завихрення; чим більше це число, тим сильніше ефект завихрення. Потоки G_x і G_φ задаються такими виразами:

$$G_\varphi = \int_0^R (Wr)\rho U 2\pi r dr \quad (2.19)$$

$$G_x = \int_0^R U \rho U 2\pi r dr + \int_0^R p 2\pi r dr \quad (2.20)$$

де U і W — осьова і тангенціальна складові швидкості відповідно; p - статичний тиск потоку.

Загалом, число завихрення (або ж параметр закрутки потоку) вхідного повітря, S , визначене як відношення потоку тангенціального імпульсу до потоку осьового імпульсу:

$$S = \frac{\int_0^R \rho u w r^2 dr}{R_{in} \int_0^R \rho u^2 r dr} \quad (2.21)$$

2.1.3. Моделювання горіння

Модель вихрової дисипації (Eddy dissipation model) була обрана для взаємодії з хімією турбулентності через її простоту та надійність у прогнозуванні турбулентних реагуючих потоків. Ця модель знайшла широке застосування при прогнозуванні промислового полум'я. Модель розглядає мінімум швидкостей реакції R в рівняннях 2.22 і 2.23 [29].

$$R_{i,r} = \nu'_{i,r} M_i A \rho \frac{\varepsilon}{K} \min\left(\frac{Y_R}{\nu'_{R,r} M_R}\right) \quad (2.22)$$

$$R_{i,r} = \nu'_{i,r} M_i A B \rho \frac{\varepsilon}{K} \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j \nu''_{j,r} M_j} \quad (2.23)$$

де Y_R - масова частка реагенту, R , Y_P - масова частка будь-якого виду продукту, P , $\nu'_{i,r}$ — стехіометричний коефіцієнт для реагенту i в реакції r , $\nu''_{j,r}$ — стехіометричний коефіцієнт для продукту j у реакції r , ρ – густина суміші, A і B — емпірична константа, що дорівнює 4,0 і 0,5 відповідно. Щільність суміші, ρ , в рівняннях 2.22 і 2.23 визначається з рівняння ідеального газу для суміші ідеальних газів:

$$\rho = \frac{P}{RT \sum \frac{m}{M}} \quad (2.24)$$

де M – молекулярна маса речовини, R – універсальна газова постійна, P і T - тиск і температура, відповідно. [30]

2.1.4. Моделювання випромінювання

Випромінювання від газу до стінки камери згорання становило значну частину теплопередачі між газом і стінкою камери згорання. Отже, нехтування газовим випромінюванням може призвести до серйозної помилки в чисельних прогнозах. Для моделювання було використано дискретну модель випромінювання (Discrete Transfer), основне припущення якої полягає у тому, що випромінювання, що виходить з елемента поверхні в певному діапазоні тілесних кутів, може буди апроксимовано одним промінем. Для опису моделі використовуються наступні рівняння.

Рівняння зміни інтенсивності випромінювання dI вздовж шляху ds можна записати у вигляді:

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T^4}{\pi} \quad (2.25)$$

де a - коефіцієнт газопоглинання, I - інтенсивність, T - місцева температура газу, σ - константа Стефана-Больцмана.

Дискретна модель інтегрую рівняння вздовж серії променів, що виходять від граничних граней. Якщо a постійна вздовж променя, то може бути оцінена як:

$$I(s) = \frac{\sigma T^4}{\pi}(1 - e^{-as}) + I_0 e^{-as} \quad (2.26)$$

де I_0 - інтенсивність випромінювання на початку інкрементального шляху, що визначається відповідною граничною умовою.

Інтенсивність випромінювання, що наближається до точки на поверхні стінки, інтегрується для отримання падаючого радіаційного теплового потоку q_{in} , як:

$$q_{in} = \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0} I_{in} \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (2.27)$$

де Ω — півсферичний тілесний кут, I_{in} - інтенсивність вхідного променя, \vec{s} - вектор напрямку променя, \vec{n} - нормаль, що вказує на область. Чистий радіаційний тепловий потік від поверхні q_{out} обчислюється як сума відбитої частини q_{in} та потужності випромінювання поверхні:

$$q_{out} = (1 - \varepsilon_\omega)q_{in} + \varepsilon_\omega \sigma T_\omega^4 \quad (2.28)$$

де T_ω - температура точки на поверхні та ε_ω - коефіцієнт випромінювання стінки, яка вводиться як гранична умова.

Рівняння 2.28 також надає граничну умову поверхні для інтенсивності випромінювання I_0 променя, що виходить, як:

$$I_0 = \frac{q_{out}}{\pi} \quad (2.29)$$

Чистий радіаційний тепловий потік на входах і виходах потоку розраховується так само, як і на поверхнях, як описано вище.

2.2. Геометрична модель та розрахункові сітки

Об'єктом дослідження було визначено циклонно-шарову топку, яка досліджувалась експериментально у роботах [23]. Одним з основних міркувань при проектуванні цього об'єкта було отримання даних, які можуть бути використані для перевірки комп'ютерної моделі, а також для вивчення явищ горіння.

Топка представляє собою циліндричні камери згоряння та догоряння, які з'єднані пережимом. Камера згоряння оснащена дванадцятьма соплами, які розташовані у шаховому порядку в два ряди. Діаметр камери згоряння топки становив $D_1 = 0.21$ м, висота $H_1 = 0.34$ м, діаметр камери догоряння $D_2 = 0.3$ м, висота $H_2 = 0.51$ м. Відносний діаметр перетискання $d_{out} / D_1 = 0.55$. Модель камери представлена на рисунку 1.5.

Розрахункова сітка, яка була побудована за допомогою ANSYS Design Manager представлена на рисунку 2.1. Вона являє собою неструктуровану сітку зі згущеннями біля стінок, отворів сопел та отворів входу, виходу. Кількість елементів складає 1 325 553, кількість вузлів дорівнює 457 875.

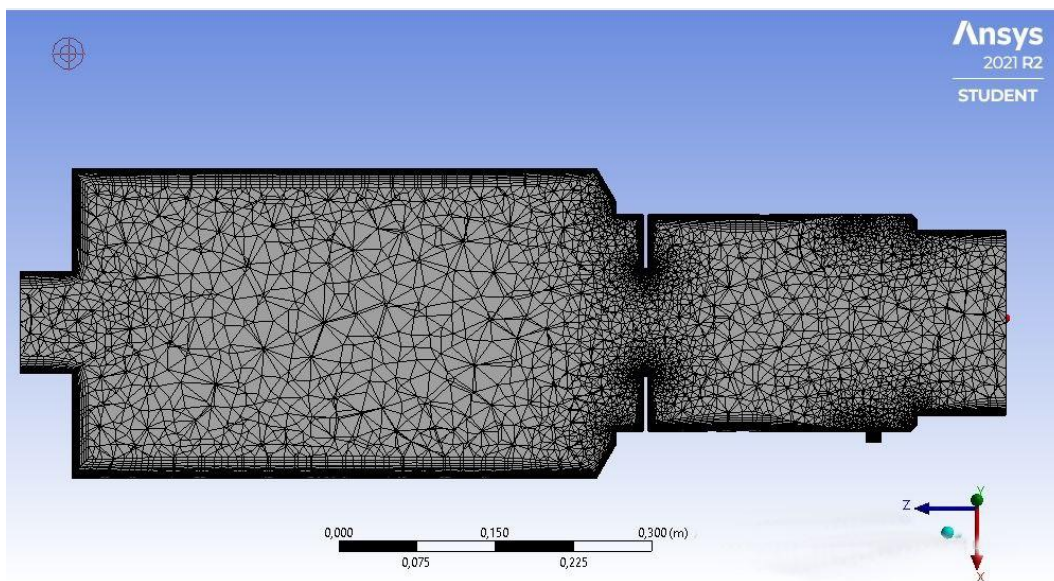


Рис. 2.1. Розрахункова сітка

2.3. Граничні умови

У таблиці 3.2 представлені граничні умови задачі. Моделювання проводилось з вхідними параметрами, наведеними у табл. 2.1

Таблиця 2.1

Граничні умови

Параметр	Значення
Масова частка кисню	0.23
Температура на стінці (°C)	1000
Температура на виході у топку (°C)	1080
Температура оточуючого середовища (°C)	30

2.4. Верифікація

Була проведена верифікація програмного комплексу ANSYS CFX для Eddy Dissipation моделі горіння. Таким чином верифіковано 4 випадки конфігурації відкритих сопел. Верифікація розподілу масових часток CO₂, CO, CH₄, O₂ та температури представлено на рисунках 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.2 відповідно. Залежності були побудовані в одному розрізі.

2.4.1. Висновки до розділу 2

У даному розділі було описано моделі турбулентності та горіння, які використовувалися для моделювання спалювання біомаси у вихровому потоці циклонно-вихрової топки.

Була вказана геометрична модель та розрахункова сітка топки, граничні та початкові умови моделювання.

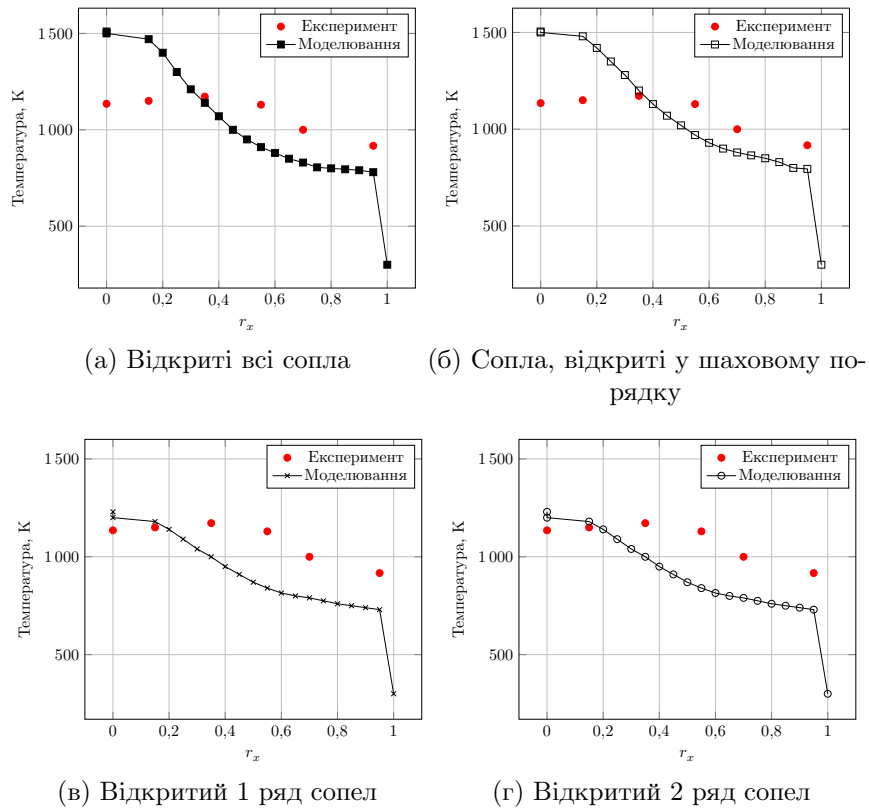
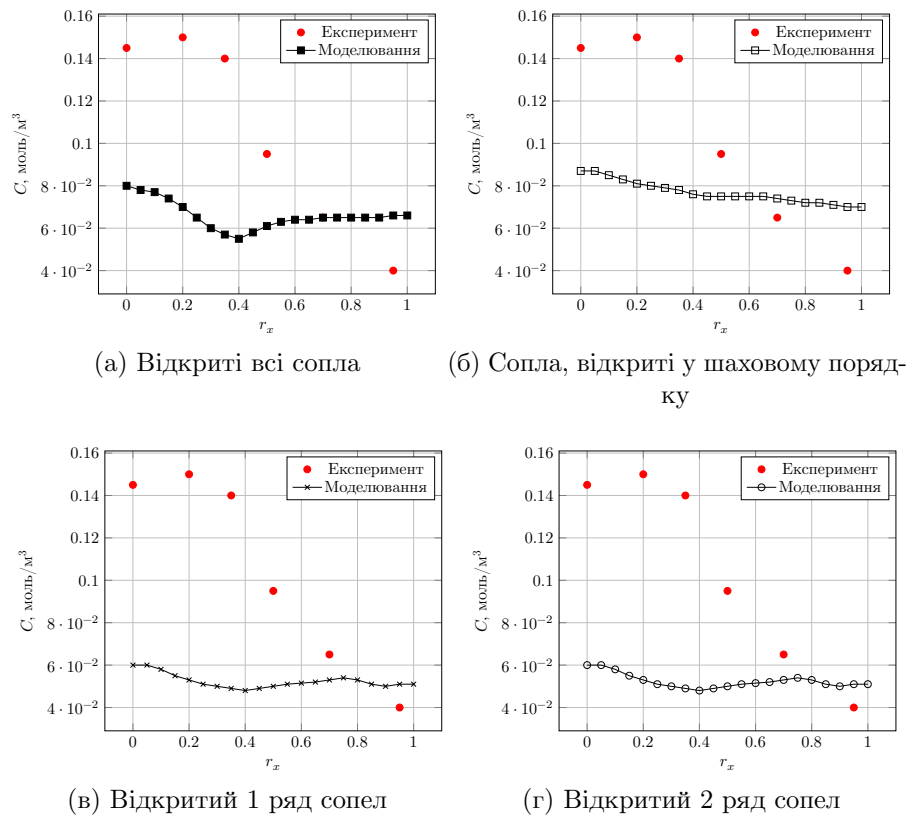


Рис. 2.2. Верифікація розподілу температури

Рис. 2.3. Верифікація розподілу концентрації C для CO_2

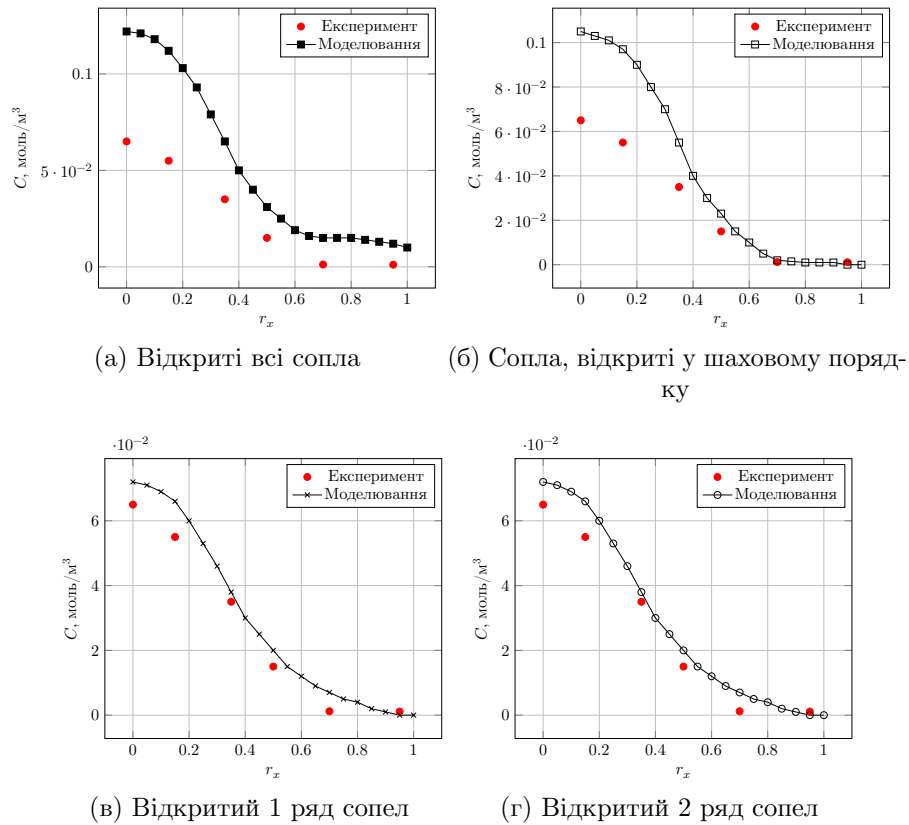
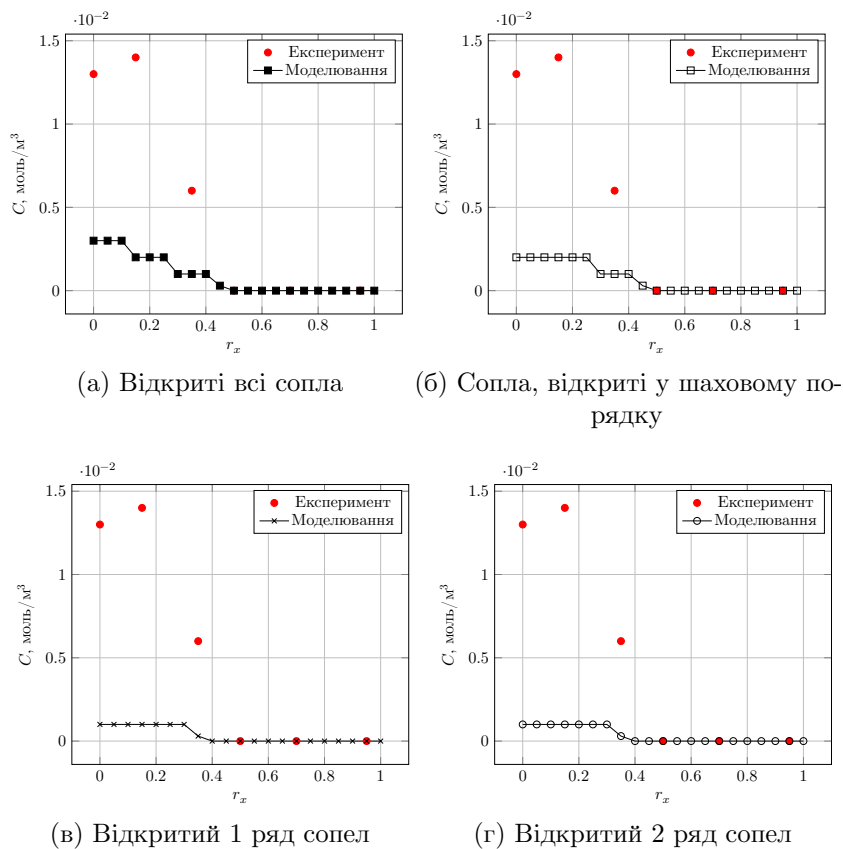
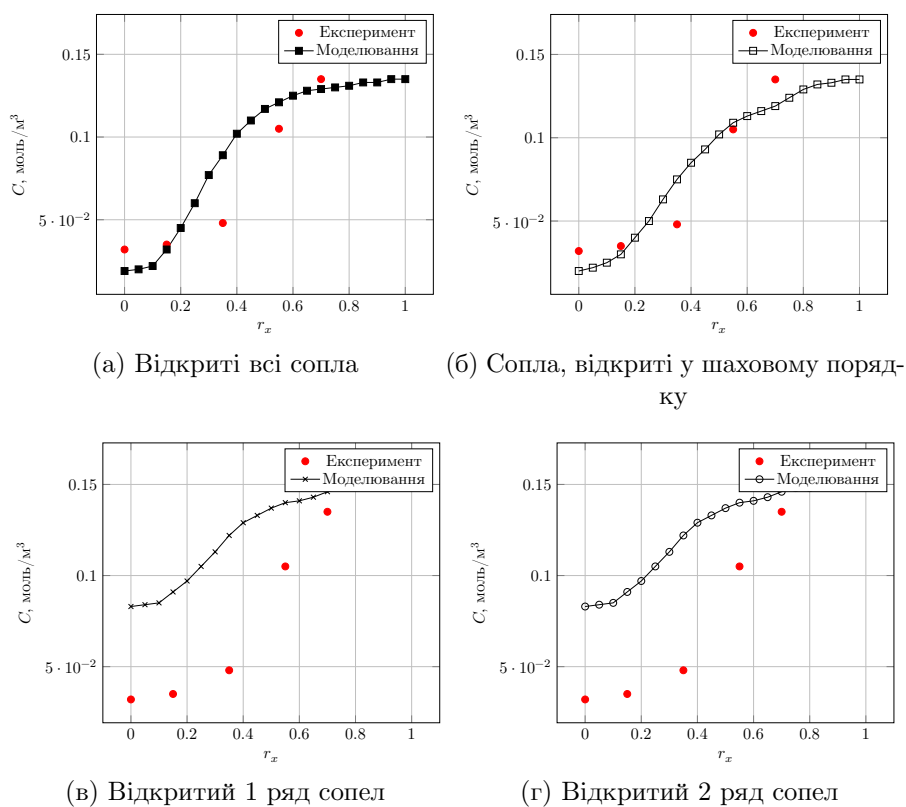


Рис. 2.4. Верифікація розподілу концентрації C для CO

Було проведено верифікацію програмного комплексу ANSYS CFX на даних, що отримані шляхом проведення експерименту у реальних умовах. Результати верифікації підтвердили точність моделі вихрової дисипації для даних розрахунків.

Рис. 2.5. Верифікація розподілу концентрації C для CH_4 Рис. 2.6. Верифікація розподілу концентрації C для O_2

РОЗДІЛ 3.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

3.1. Результати моделювання

Для моделювання була застосована стандартна ініціалізація розрахунку, задана кількість ітерацій 1000. Розрахунки дійшли збіжності за 290 ітерацій.

Моделювання проводилось для чотирьох випадків подачі повітря через сопла:

- 1) сопла відкриті у шахмотному порядку
- 2) відкритий нижній ряд сопел
- 3) відкритий верхній ряд сопел
- 4) відкриті обидва ряди сопел

Значення параметру закрутки газового потоку залежить від конфігурації відкритих сопел у топці, згідно з табл. 3.1

Таблиця 3.1

Значення параметру закрутки

Конфігурація відкритих сопел	Параметр закрутки S
відкриті обидва ряди сопел	2.494
відкритий нижній ряд сопел	4.496
відкритий верхній ряд сопел	4.496
сопла відкриті у шахмотному порядку	3.025

Моделювання проводилось з вхідними параметрами, наведеними у табл.

3.2

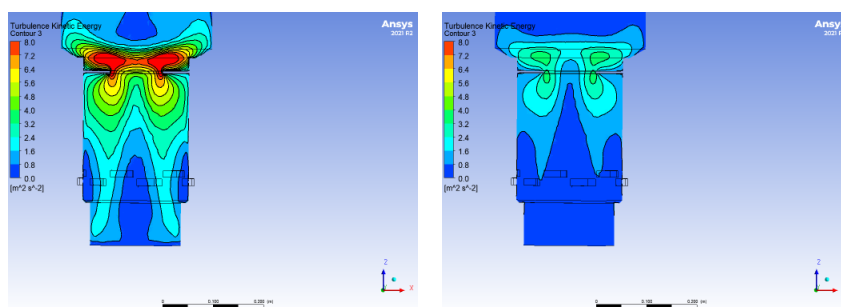
Таблиця 3.2

Значення вхідних параметрів

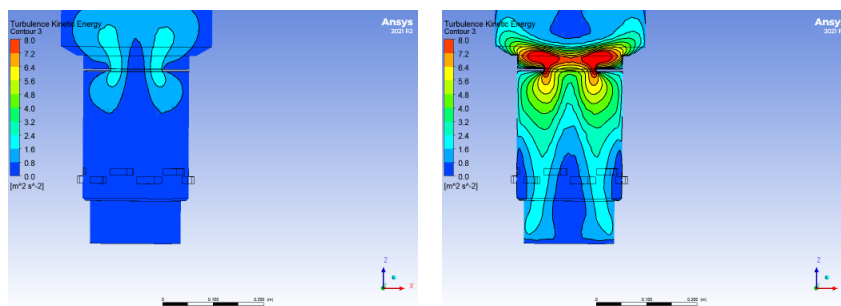
Параметр	Значення
Температура на вході у топку (К)	835
Масова витрата природного газу, що надходить через вхід (кг/с)	$4.96 \cdot 10^{-3}$
Масова витрата природного газу, що надходить через сопла (кг/с)	$6.56 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт випромінювання	0.85

Отримані поля кінетичної енергії турбулентності, молярних концентрацій CO, NO і температури наведені на рис. 3.1, 3.2, 3.3, 3.4.

На візуалізаціях полей та з таблиці 3.1 видно, що не зважаючи на те, що відкритий перший чи другий ряд сопел, при однаковому значенні параметру закрутки поля ідентичні один одному.



(а) відкриті сопла нижнього ряду (б) відкриті сопла у шаховому порядку



(в) відкриті всі сопла

(г) відкриті сопла верхнього ряду

Рис. 3.1. Візуалізація поля кінетичної енергії турбулентності

З рисунків видно, що для кожного випадку максимум кінетичної енергії турбулентності розташований в області розширення топки. При відкритих сопел у верхньому нижньому рядах максимальне значення становить $8 \text{ м}^2/\text{с}^2$, для конфігурації сопел у шаховому порядку - $4 \text{ м}^2/\text{с}^2$, а для усіх відкритих сопел - $2 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

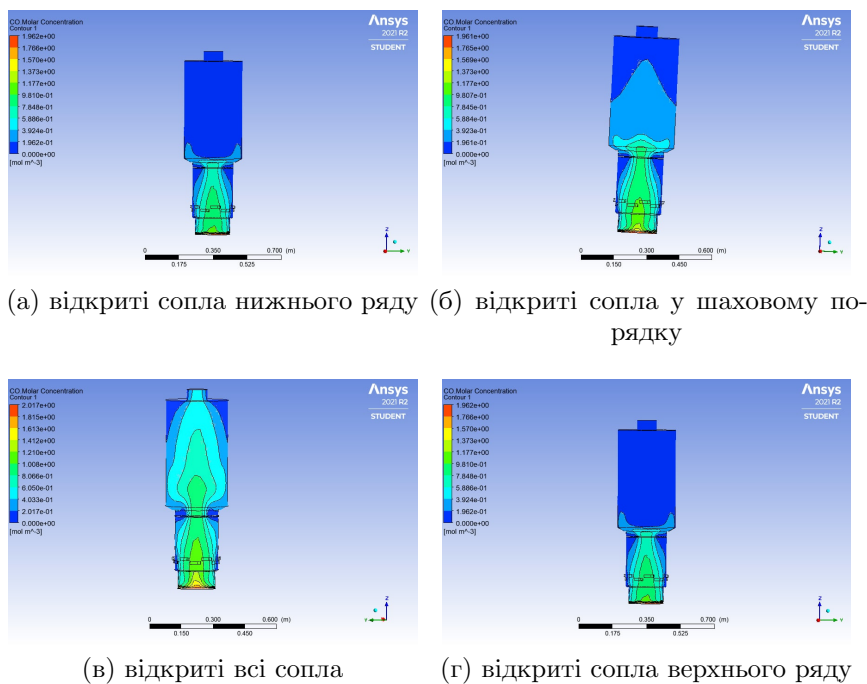
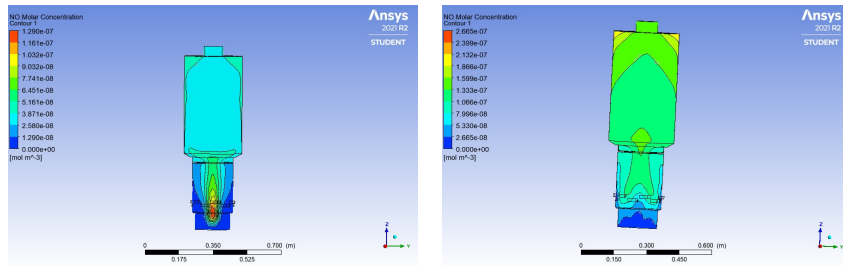


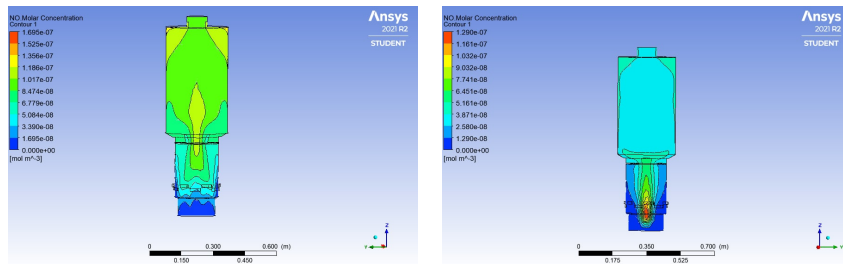
Рис. 3.2. Візуалізація розподілу молярної концентрації CO

З рисунку 3.2 видно, що найбільша концентрація CO на виході була досягнута у випадку, коли відкриті сопла у шаховому порядку, і досягає значення $0.1 \text{ моль}/\text{м}^3$. Найменша молярна концентрація CO становить $0.01 \text{ моль}/\text{м}^3$ і досягається з відкриттям сопел у шаховому порядку.

Розподіл NO також важливий для аналізу камер згоряння на екологічність. Він представлений на рисунку 3.3. Розподіл молярної концентрації газу аналогічний розподілу CO. Найбільша молярна концентрація на виході з топки помітна при роботі сопел одного з рядів і дорівнює $1.3 \cdot 10^{-7} \text{ моль}/\text{м}^3$. А найменша – становить $3 \cdot 10^{-9} \text{ моль}/\text{м}^3$ та спостерігається під час відкриття обох рядів.



(а) відкриті сопла нижнього ряду (б) відкриті сопла у шаховому порядку

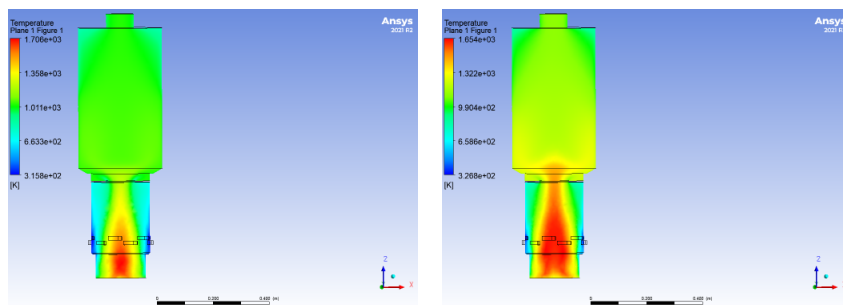


(в) відкриті всі сопла

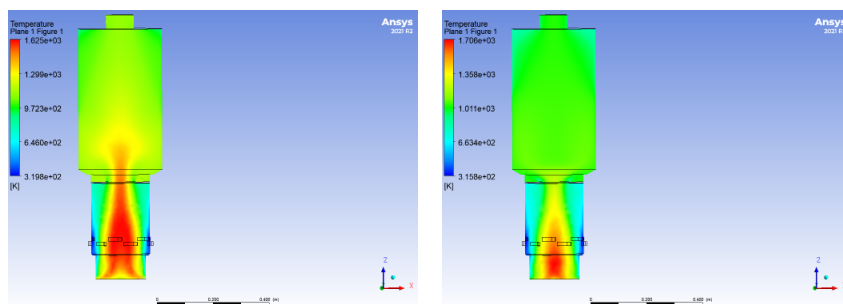
(г) відкриті сопла верхнього ряду

Рис. 3.3. Візуалізація розподілу молярної концентрації NO

За допомогою ANSYS CFX було також візуалізоване температурне поле всередині топки для чотирьох різних конфігурацій сопел, що представлені на рисунку 3.4. Для більш наглядного представлення розподілу температури,



(а) відкриті сопла нижнього ряду (б) відкриті сопла у шаховому порядку



(в) відкриті всі сопла

(г) відкриті сопла верхнього ряду

Рис. 3.4. Візуалізація температурного поля

був побудований графік залежності температури вздовж вертикальної осі симетрії, який представлений на рис 3.5. Була побудована діаграма залежності

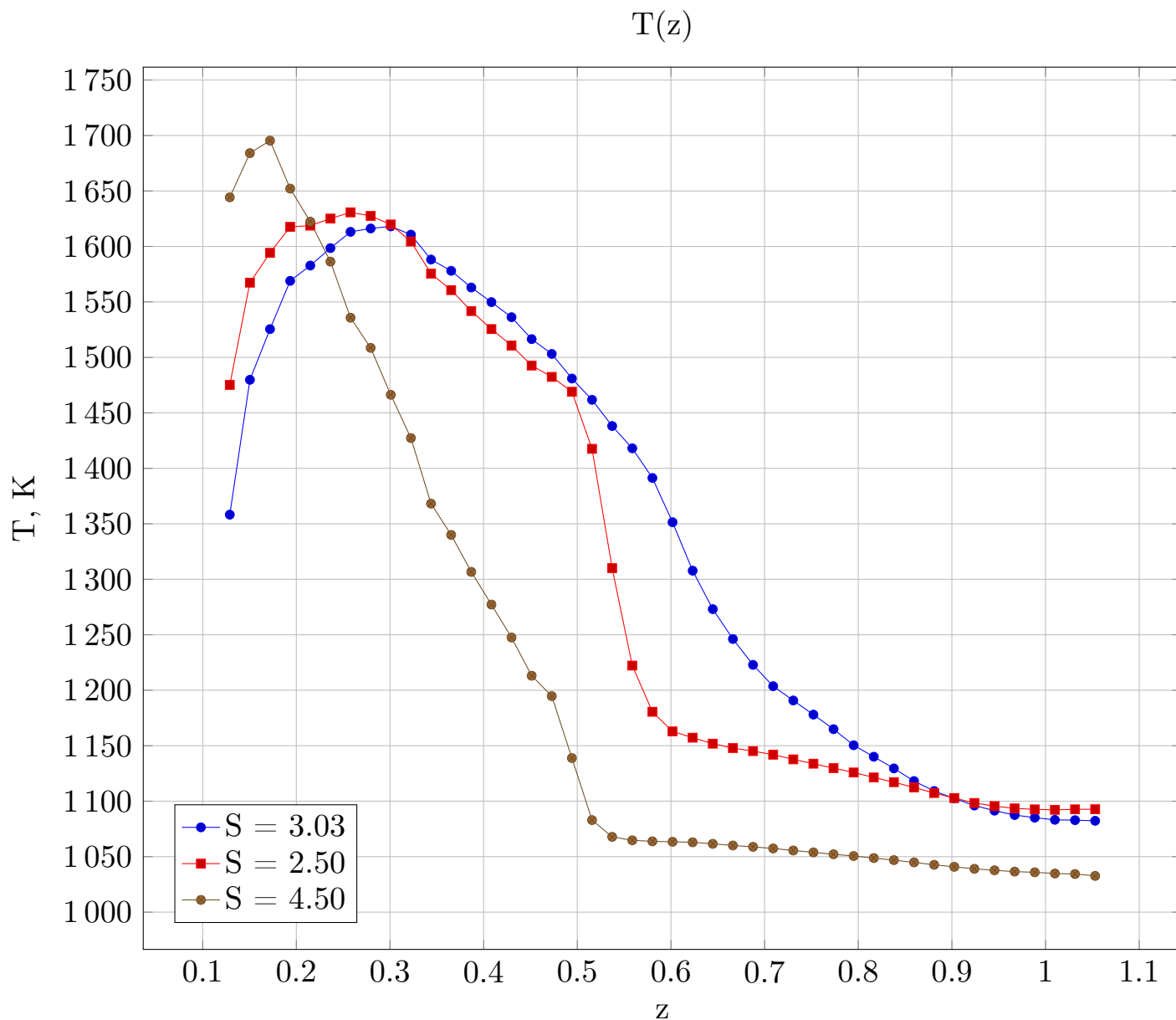


Рис. 3.5. Температурне поле

концентрацій CO, NO від параметру закрутки, яка представлена на діаграмі 3.6.

Роблячи висновок з діаграми, можна стверджувати, що найменша молярна концентрація NO, CO досягається при значенні параметра закрутки $S = 3.03$ і дорівнює $1 \cdot 10^{-2}$ моль/м³ та $3.6 \cdot 10^{-8}$ моль/м³ відповідно. Таке

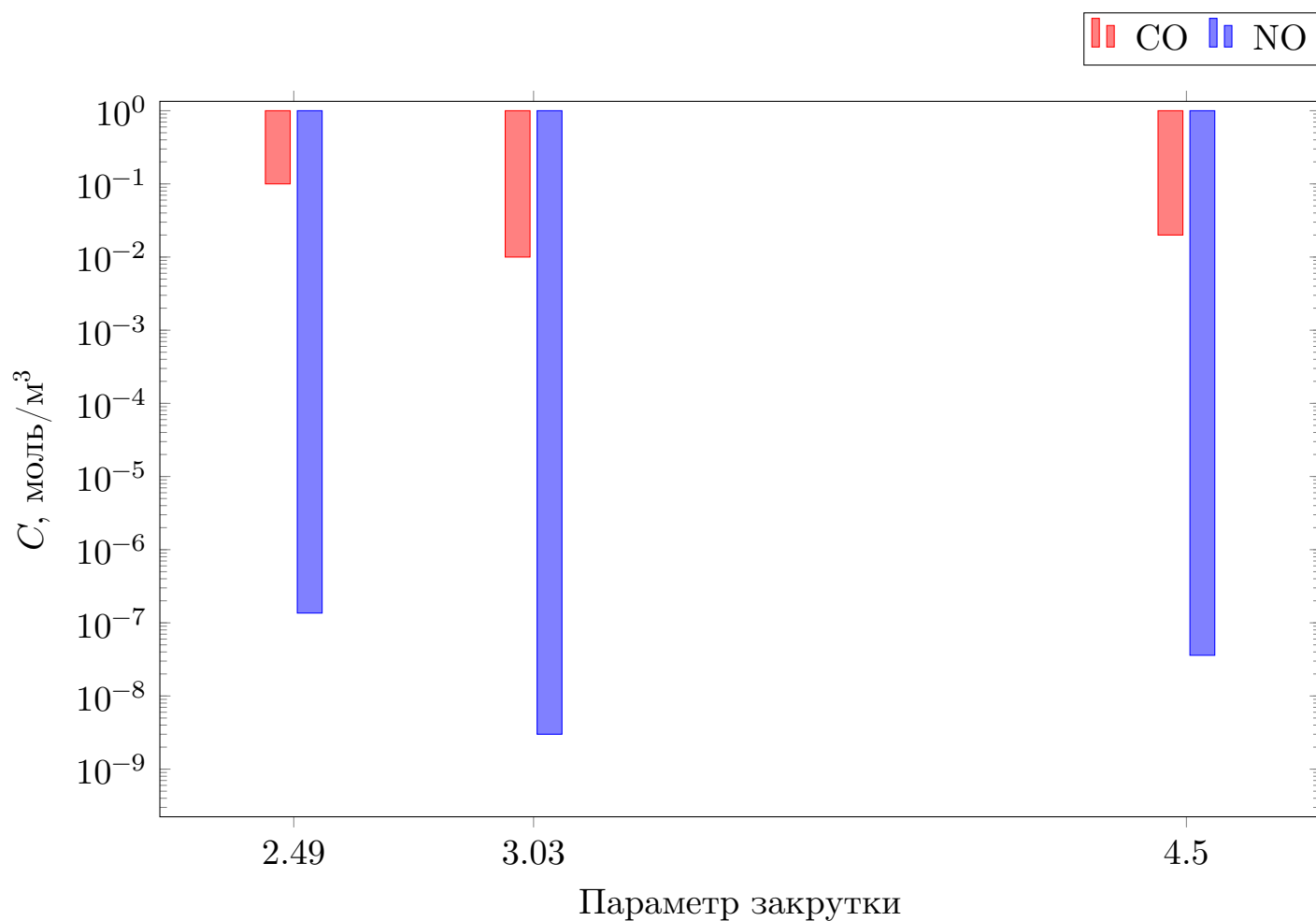


Рис. 3.6. Залежність молярної концентрації C для NO та CO від параметру закрутки

значення параметра закрутки відповідає конфігурації, при якій сопла відкриті у шаховому порядку.

Це довело, що завихрення дійсно допомагає змішувати паливо та повітря перед запалюванням і, отже, зменшує викиди NO_x . Така ситуація виникає при певному параметри закрутки. Однак це було досягнуто за рахунок збільшення інших викидів і зниження стабільності горіння.

Концентрація викиду оксиду вуглецю зростає із зменшенням параметру потоку повітря. Це відбувається через той факт, що будь-який захід зменшення NO_x матиме тенденцію до збільшення CO, оскільки обидва викиди були на різній стороні балансу. Тим не менш, збільшення було досить високим, що вказує на те, що частина палива витікає незгорілим, що є продуктом неповного згорання [31].

3.1.1. Висновки до розділу 3

Було досліджено вплив параметру закрутки потоку повітря у топці на концентрацію оксидів карбону та азоту. Виявлено, що мінімальна молярна концентрація CO, NO досягається при значенні параметру закрутки 3.03. Це відповідає конфігурації, при якій відкриті сопла у шаховому порядку у топці. Молярні концентрації CO, NO у такому випадку становлять $1 \cdot 10^{-2}$ та $3 \cdot 10^{-9}$ моль/м³ відповідно.

Найбільша концентрація оксидів карбону та азоту досягається у випадку конфігурації всіх відкритих сопел з параметром закрутки 2.49. Молярна концентрація CO у такому випадку дорівнює $1 \cdot 10^{-1}$ моль/м³, а NO – $1 \cdot 10^{-7}$ моль/м³.

ВИСНОВКИ

Метою роботи було дослідити емісії екологічно небезпечних газів в залежності від конфігурації подачі вторинного повітря у циклонно-вихрову топку під час спалювання біомаси. За допомогою ANSYS Fluent було проведено чисельне моделювання горіння дерев'яних пелет, знайдено оптиміальний варіант відкритих сопел, при якому концентрації оксидів карбону та азоту на виході з топки досягають мінімального значення.

Аналізуючи літературу, було виявлено те, що процеси горіння є складними та потребують математичного опису як зі сторони термодинаміки, так і зі сторони хімічної кінетики.

Для моделювання процесу горіння біомаси було використано геометричну модель вже існуючої циклонно-вихрової топки. Розрахункова сітка була побудована за допомогою ANSYS Design Manager та представляє неструктуровану сітку зі згущеннями біля стінок, отворів сопел та отворів входу, виходу. Проведено верифікацію, яка доводить, що використані математичні моделі описують процеси горіння у топці з задовільною точністю.

Моделювання у ANSYS Fluent показало, що емісія оксидів азоту і карбону значно залежить від конфігурації відкритих сопел для подачі вторинного повітря у топці. Було розглянуто три випадки конфігурації сопел: відкриті всі сопла, відкритий тільки верхній/нижній ряд сопел, відкриті сопла у шаховому порядку.

Найекологічнішим варіантом конфігурації відкритих сопел виявився варіант з шаховим порядком. Молярні концентрації CO, NO у такому випадку становлять $1 \cdot 10^{-2}$ та $3 \cdot 10^{-9}$ моль/м³ відповідно.

Найбільша концентрація оксидів карбону та азоту досягається у випадку конфігурації усіх відкритих сопел, з параметром закрутки 2.49. Молярна концентрація CO у такому випадку дорівнює $1 \cdot 10^{-1}$ моль/м³, а NO – $1 \cdot 10^{-7}$ моль/м³.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Гельфанд Е. Технология биотоплив // САФУ: Архангельск. — 2012.
2. Ajanovic A., Haas R. Economic challenges for the future relevance of biofuels in transport in EU countries // Energy. — 2010. — Т. 35, № 8. — С. 3340—3348.
3. A review on biomass as a fuel for boilers / R. Saidur [та ін.] // Renewable and sustainable energy reviews. — 2011. — Т. 15, № 5. — С. 2262—2289.
4. Кривошеин А. Н. Производство биотоплива в Европейском Союзе: политика, сертификация, критерии устойчивости. — 2016.
5. Использование древесной биомассы в энергетических целях / С. Кундас [та ін.]. — 2008.
6. Choudhary M. P., Garg V. Causes, consequences and control of air pollution // All India Seminar on Methodologies for Air Pollution Control, held at MNIT. — 2013.
7. Reducing nitrogen oxide emissions in boilers at moistening of blowing air in heat recovery systems / R. Navrodska [та ін.] // E3S Web of Conferences. Т. 100. — EDP Sciences. 2019. — С. 00055.
8. Викиди твердопелельних котлів. — 2020. — URL: <https://alter.ua/ru/articles/o-vybrosakh> (дата зверн. 25.05.2020).
9. Emissions from residential combustion of certified and uncertified pellets / E. Vicente [та ін.] // Renewable Energy. — 2020. — Т. 161. — С. 1059—1071.
10. Справочник потребителя биотоплива / В. Варес [та ін.] // Таллинн: Изд-во Таллин. техн. ун-та. — 2005.
11. Christiansen R. Combustion of Bio-fuels for the Production of Heat and Power // Proc. of the Europ. Seminar BLOWATT, Milan, Italy. — 1992.

12. Stockinger H., Obernberger I. Life cycle analysis of district heating with biomass // Proceedings of the 10th European Bioenergy Conference June. — 1998. — С. 8—11.
13. Basu P. Combustion and gasification in fluidized beds. — CRC press, 2006.
14. Росляков П. Методы защиты окружающей среды. — 2007.
15. Паровой и водогрейный котлы с кипящим слоем / А. Рагуткин [та ін.] // Научные труды SWorld. — 2015. — Т. 5, № 3. — С. 81—91.
16. КРУПНОМАСШТАБНЫЕ ВИХРЕВЫЕ И ПЛАЗМЕННЫЕ СТРУКТУРЫ В ЗАКРУЧЕННОМ ПОТОКЕ / А. О. Горбунова [та ін.] // Компьютерная оптика. — 2014. — Т. 38, № 4. — С. 643—650.
17. Caillat S., Vakkilainen E. Large-scale biomass combustion plants: an overview // Biomass combustion science, technology and engineering. — 2013. — С. 189—224.
18. Vainio E. Fate of fuel-bound nitrogen and sulfur in biomass-fired Industrial boilers. — 2014.
19. Zeldovich Y. B. Selected Works of Yakov Borisovich Zeldovich, Volume I: Chemical Physics and Hydrodynamics. Т. 140. — Princeton University Press, 2014.
20. Fenimore C. P. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames // Symposium (International) on Combustion. Т. 13. — Elsevier. 1971. — С. 373—380.
21. Malte P., Pratt D. The role of energy-releasing kinetics in NO_x formation: fuel-lean, jet-stirred CO-air combustion // Combustion science and technology. — 1974. — Т. 9, № 5/6. — С. 221—231.
22. Левин А. Б., Семёнов Ю. П. Теплотехника. — 2015.

23. Пицуха Е. А. Научные основы создания высокоэффективных циклонно-слоевых топочных устройств для котлов, работающих на твердом биотопливе : дис. ... док. / Пицуха Евгений Александрович. — 2018.
24. Патент на пристрій для спалювання твердого палива / Т. Ю. Піцуха Є.А. — 2019.
25. Scott-Pomerantz C. D. The k-epsilon model in the theory of turbulence : дис. ... док. / Scott-Pomerantz Colleen D. — University of Pittsburgh, 2004.
26. Orszag S. Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations. — 1993.
27. Turbulent swirling flames: Experimental investigation of the flow field and formation of nitrogen oxide / P. Schmittel [та ін.] // Proceedings of the Combustion Institute. — 2000. — Т. 28, № 1. — С. 303—309.
28. Boushaki T. Introductory Chapter: Swirling Flows and Flames // Swirling Flows and Flames. — IntechOpen, 2019.
29. Magnussen B. F., Hjertager B. H. On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion // Symposium (international) on Combustion. Т. 16. — Elsevier. 1977. — С. 719—729.
30. Yilmaz I. Effect of swirl number on combustion characteristics in a natural gas diffusion flame // Journal of Energy Resources Technology. — 2013. — Т. 135, № 4.
31. Ishak M. S. A., Jaafar M. N. M. The effect of swirl number on reducing emissions from liquid fuel burner system // Jurnal Mekanikal. — 2005. — Т. 19. — С. 48—56.