

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

Фізико-технічний інститут

Кафедра фізики енергетичних систем

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ А. А. Халатов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 20__ р.

Дипломна робота

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності 6.040204 Прикладна фізика

на тему: **Моделювання процесу горіння суміші метану та кисню в мікроканалі**

Виконала: студентка IV курсу, групи ФФ-42

Бурлака Анастасія Олегівна _____

Науковий керівник к. ф. – м. н., доцент кафедри ФЕС,

Пономаренко Сергій Миколайович _____

Рецензент

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»**

Інститут (факультет) Фізико-технічний інститут
Кафедра фізики енергетичних систем
Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)
Спеціальність 6.040204 Прикладна фізика

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ А.А. Халатов
« ___ » _____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломну роботу студенту
Бурлака Анастасія Олегівна**

1. Тема роботи Моделювання процесу горіння суміші метану та кисню в мікроканалі,

науковий керівник роботи к. ф. – м. н., доцент кафедри ФЕС, Пономаренко Сергій Миколайович

затверджені наказом по університету від « ___ » _____ 20__ р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації

3. Об'єкт дослідження

4. Предмет дослідження

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу

7. Орієнтовний перелік публікацій

8. Консультанти розділів дисертації^{1*}

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Комп'ютерна програма			
Дані щодо економічного розрахунку			

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання бакалаврської дипломної роботи	Термін виконання етапів бакалаврської дипломної роботи	Примітка
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			

Студент _____
(підпис)

Бурлака А.О.

Науковий керівник дисертації _____
(підпис)

Пономаренко С. М.

РЕФЕРАТ

Дипломна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків. Загальний об'єм дисертації становить 51 сторінку, з них 44 сторінок основного тексту, 17 рисунків та 3 таблиці, перелік посилань на 4 сторінках.

Робота присвячена дослідженню та комп'ютерному моделюванню процесу горіння метану та кисню в мікроканалах.

Було проведено аналіз попередніх напрацювань в даній області та на базі цього сформовано три різних підходи до отримання енергії з метану при спалюванні, які стали основою для розроблених та реалізованих в цій роботі моделей. Отримані результати показали переваги та недоліки таких систем. На базі сформовано підґрунтя для подальших досліджень.

Ключові слова: мікроканал, горіння, моделювання горіння, мікромасштабне спалювання.

SUMMARY

This thesis consists of an introduction, three sections, and conclusions. The total volume of the dissertation is 80 pages, including 70 pages of the main text, 17 figures and 3 tables, and a list of references on 2 pages.

The work is devoted to research and computer simulation of methane and oxygen burning processes in microchannels.

An analysis of previous developments in this area was carried out and, based on this, three different methane combustion approaches were developed, which became the basis for models developed and implemented in this work. The results showed the advantages and disadvantages of such systems. Based on the results, a basis for further research has been formed.

Keywords: microchannel, combustion, combustion simulation, microscale combustion.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ	7
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1.	9
ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	9
1.1 Поняття мікромасштабного спалювання газу	9
1.1.1 Потреба у технології мікромасштабного згорання	9
1.1.2 Масштабні параметри згорання для мікросистем	11
1.1.3 Розвиток та проблеми мікроенергетичних генераторів	12
1.2 Мікрореактори	13
1.3 Стабільність горіння	17
1.4 Горіння з регенерацією тепла	22
1.5. Висновки до розділу 1.	25
РОЗДІЛ 2.	27
КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГОРІННЯ МЕТАНУ ТА КИСНЮ В МІКРОКАНАЛАХ	27
2.1 Інжектування метану через сопло в канал з подачею повітря.	27
2.2 Горіння попередньо перемішаної суміші метану та кисню.	30
2.3 Пальник Swiss-roll	32
2.4. Висновки до розділу 2.	34
РОЗДІЛ 3.	35
РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ І ЇХ АНАЛІЗ	35
3.1 Інжектування метану через сопло в канал з подачею повітря.	35
3.2 Моделювання горіння попередньо перемішаної суміші метану та кисню.	42
3.3 Аналіз отриманих результатів	44
3.4. Висновки до розділу 3.	45
ВИСНОВКИ	47
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	48

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Bi – число Біо

Kn – число Кнудсена

Re – число Рейнольдса

Le – число Лью

Fo – число Фур'є

Da – число Дамкеллера

α - коефіцієнт теплопровідності

μ - коефіцієнт динамічної в'язкості

Скорочення:

ГДН - гідродинамічна нестійкість фронту полум'я

ДТН- дифузійно-теплова нестійкість фронту полум'я

ДТН-1 - автоколивань полум'я

ДТН-2 - розвитку пористої структури ламінарного полум'я

ВСТУП

Інтерес дослідників до вивчення газових сумішей в мікросистемах обумовлений тим, що з'явилася останнім часом тенденція до створення малорозмірних пальників. В даний час знання про поведінку фронтів хімічних реакцій в мікроканалах недостатні, щоб задовольнити вимоги, що виникають в мікротехнологіях, де горіння використовується в якості джерела енергії.

Зі зменшенням розміру камери згорання зростає відношення поверхні камери до її обсягу, що призводить до збільшення тепловтрат з полум'я і труднощів організації стійкого горіння. Основним механізмом для підтримки горіння в малорозмірних системах є підігрів свіжої суміші, що надходить в камеру згорання за рахунок тепла продуктів горіння. Такий режим горіння може бути реалізований в спеціальних пальниках з регенерацією тепла, в яких тепло від продуктів горіння передається свіжої суміші через теплопровідні стінки.

Тому, дослідження горіння газу в мікроканалах необхідні для розуміння процесів горіння і теплообміну як в мікросистемах з регенерацією тепла, так і для розвитку нових технологій, в яких використовується горіння газів в пористих середовищах.

РОЗДІЛ 1.

ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Поняття мікромасштабного спалювання газу

Створення мініатюрних енергоперетворюючих пристроїв, що представляють собою комбінацію малорозмірної камери згоряння і пристрою, що перетворює тепло горіння в електричну енергію є актуальним на сьогодні, адже такі установки, які використовують тепло згоряння вуглеводневих палив, потенційно могли б мати більшу енергоємність при однаковій масі і розмірах порівняно з традиційними електричними акумуляторами.

У той же час недолік фундаментальних знань про процеси горіння в мікромасштабі перешкоджає створенню малорозмірних камер згоряння. Зі зменшенням розміру камери згоряння зростає відношення поверхні камери до її об'єму, що приводить до збільшення тепловтрат з полум'я і труднощів організації стійкого горіння.

1.1.1 Потреба у технології мікромасштабного згоряння

Нещодавня розробка технологій нано- і мікроелектроніки різко прискорила мінімізацію та багатофункціоналізацію мікромеханічних, портативних, комунікаційних та біомедичних приладів. Ці пристрої вимагають компактних та миттєво зарядних джерел живлення з тривалим терміном служби, які здатні забезпечувати потужність від декількох міліватів до сотень ватів. Сьогодні ці переносні пристрої значною мірою покладаються на батареї, створюючи ринок батарей у 37 мільярдів доларів на рік [1]. Завдяки швидкому зростанню портативних пристроїв, таких як стільникові телефони, ноутбуки, ринок запиту для малих електрогенераторів буде продовжувати зростати. На жаль, щільність енергії існуючих батарей дуже низька. Навіть найсучасніші літій-іонні акумулятори мають лише щільність енергії близько 0,20 кВт/кг [2,3]. Ця низька щільність енергії може підтримувати роботу ноутбуків і відеокамер лише кілька годин. Крім того, батареї

потребують декілька годин для перезарядки та мають обмежену кількість циклів перезарядження. Крім того, утилізація акумулятора для використання є причиною різних екологічних проблем. Відсутність компактних, міцних, ефективних, легких та миттєвих акумуляторних джерел живлення суттєво обмежує розвиток мікро механічних та хімічних систем для різних застосувань.

Останнім часом, з доопрацюванням технологій виготовлення мікроелектромеханічних систем (MEMS), зусилля спрямовані на інтеграцію мікроелектронних та мікро-механічних систем на одному чіпі. Приклади комерціалізації такої інтеграції є датчиками прискорень, розробленими для автомобільних подушок безпеки. На жаль, сучасні MEMS все ще покладаються на зовнішню потужність. Тому існує велика потреба у поєднанні мікроелектронних та механічних систем з потужністю мікромасштабі на чіпі (потужність MEMS). Наявність ефективних генераторів мікроенергетики значно підвищить функціональність MEMS для багатьох портативних пристроїв. Крім того, розробка передових систем зв'язку, таких як стільникові телефони 4G та ноутбуки з декількома процесорами, представляє нові проблеми для портативних генераторів, що потребують збільшення щільності енергії та зменшення часу заряджання. Крім того, біомедичні пристрої для доставки ліків та штучного серця також потребують ефективних та компактних джерел живлення. Тому розробка нових мікроенергетичних пристроїв з високою щільністю енергії для заміни існуючих батарей є критичною для задоволення потреб технологічних інновацій.

Для збільшення експлуатаційного терміну живлення пристрою необхідно перевірити щільність енергії палива та системи перетворення енергії. Відомо, що найсучасніші літій-іонні батареї мають щільність енергії 0,2 кВтг / кг [3], що становить майже одну шістдесяту вуглеводневих палив (наприклад, метану та дизельного палива). Це порівняння чітко показує, що при використанні рідких вуглеводневих палив, навіть при 10% конверсії енергоефективності, щільність енергії мікро-камери згоряння в шість разів вище, ніж у літєвої батареї.

По суті, мікропальник на основі вуглеводневої палива може замінити літєво-іонні батареї, щоб забезпечити набагато більш високу питому щільність

енергії і питомої потужності для розвитку мікроелектромеханічних пристроїв для біомедичних застосувань, хімічного зондування, телекомунікацій.

1.1.2 Масштабні параметри згорання для мікросистем

За останні десять років, були розроблені різні типи мікроенергопристроїв. Внаслідок довільного вибору шкали довжини визначення "мікромасштабного згорання" стає неоднозначним і іноді плутають з "мезомасштабним спалюванням".

Загалом, у попередніх дослідженнях, у визначенні "мікромасштабного" згорання, використовувалися три шкали з різною довжиною. Одна шкала довжини, яка широко використовується для визначення "мікромасштабного" та "мезомасштабного" згорання, є фізичним розміром камери згорання.

Якщо масштаби фізичної довжини камери згорання нижче 1 мм, то згорання називається мікрозгорінням. В іншому випадку, якщо масштаб фізичної довжини більше 1 мм, але в порядку 1 см, спалювання називається мезомасштабним згоранням. Це визначення широко використовується при розробці мікромоторів [2].

Другим визначенням є використання як визначального параметру довжини полум'я, діаметра гасіння [4]. Таким чином, спалювання називається мікромасштабним (мезомасштабним), якщо розмір камери згорання є меншим (більшим) ніж діаметр гасіння. Це визначення більш сприймається в плані фізичного режиму полум'я. Однак, оскільки діаметр гасіння є функцією складу суміші і властивостей стінки (температури і поверхневої реактивності), то важко кількісно визначити кордон мікро- і мезо згорання.

Третій спосіб визначити мезо- та мікромасштабне спалювання полягає в тому, щоб використовувати відносну шкалу довжини всього пристрою як таку, що використовується звичайними великомасштабними пристроями для подібних цілей. Тому це визначення іноді використовують дослідники для розробки мікродвигунів для конкретних застосувань.

1.1.3 Розвиток та проблеми мікроенергетичних генераторів

З часів новаторської роботи мікрогазових турбін Епштейна та ін. [5], були розроблені чи розробляються багато інноваційних мікрокамер згоряння для генерації енергії, хімічного зондування та опалення. Газотурбінна лабораторія МІТ розробила мікрогазотурбінний генератор, здатний виробляти до 50 Вт електричної потужності, споживаючи 7 г реактивного палива за годину [5,6]. В UC Berkeley, Фернандес-Пелло та його співробітники [2] розробили як мезомасштабні, так і мікроскопічні рідкі вуглеводневі роторні двигуни для виробництва потужності від 30 Вт і декількох міліватів. Honeywell [7], Georgia Tech [8], Мічиганський університет [9], а також Aerodyne Research [10] розробили вільно-поршневі двигуни з однорідним запаленням заряду компресії (НССІ). Ці двигуни успішно виробляють потужність 10-50 Вт. Однак завдяки використанню рухомих частин тріщини, втрата тепла, протічки, ущільнення та ерозія матеріалів призвели до низької ефективності перетворення енергії. Крім того, складні питаннями є також доставка, розпилення та запалювання рідкого палива.

Крім того, проблеми, такі як введення рідкого палива, змішування, запалювання та холодний запуск двигуна, все ще залишаються складними проблемами. Зокрема, технології виготовлення керамічних мікрокамер залишаються важкими. З метою підвищення термічної ефективності та стійкості до згоряння мікропальників були здійснені різні зусилля щодо оптимізації термічного управління та використання каталізатора. Концепція "надмірної ентальпії" була широко прийнята при проектуванні мікрокамери згоряння. Найперша робота над надмірною ентальпією була проведена Вайнбергом та його колегами [11-13]. Ідея полягає в тому, щоб використовувати Swirl-roll типи пальників для використання енергії спаленого газу до до свіжої газової суміші. Як результат, в порівнянні з згорянням без рециркуляції тепла, максимальна температура полум'я в реакційній зоні може бути значно вищою, ніж максимальна температура адіабатичного полум'я згоряння без рециркуляції тепла, в результаті чого процес називається "надмірна ентальпія" або суперадіабатичне згоряння.

Зі збільшенням максимальної температури горіння, полум'я стає сильнішим, щоб протистояти гасінню через втрати тепла і може існувати при умовах, набагато нижчих, ніж стандартні межі горючості [14,15] (наближаючись або досягаючи меж, які визначають одномірне, адіабатичне і не розтягнуте плоске полум'я) . На основі цієї концепції були розроблені різні типи Swiss-roll мікропальників[16,17]. Експериментальні результати показали, що стійке згорання може бути досягнене за допомогою сумішей композицій, що перевищують стандартні межі горючості.

Тим не менше, успішний дизайн мікрокамери згорання з високою ефективністю перетворення енергії потребує фундаментального розуміння наслідків втрат тепла, радикальних втрат, надлишку ентальпії, теплового/ хімічного контакту полум'я-стінка, змішування палива та повітря, випаровування рідкого палива, потік поля, швидкості горіння, температури полум'я та стабілізації вогню.

1.2 Мікрореактори

Традиційним підходом для виробництва енергії є поєднання мікрореакторів та пристроїв перетворення енергії, таких як термоелектричні, термофотовольтаїчні та п'єзоелектричні пристрої. Енергія, вироблена мікрореактором, є вигідною, оскільки вона вільна від втрат тертя при рухомих частинах. Методи термічного управління адаптовані для підтримки стабільного згорання в надзвичайно малих реакторах. Теплова рециркуляція або використання каталізу є загальним та ефективним методом термічного керування.

Концепція цієї області полягає у використанні високої питомої енергії рідкого вуглеводного палива на мікрообладнаннях з горінням.

Рідкі вуглеводні сполуки мають надзвичайно високу питому енергію (як правило, 45 МДж / кг), легко транспортабельні і досить безпечні . Найпопулярніші зараз літєві батареї мають енергію щільність 1,2 МДж / кг (0,6 МДж / кг для лужної батареї). Таким чином, мініатюрний пристрій згорання і лише 3% ефективності системи буде конкурувати з топ батареї просто з того, що паливо легко змінюється.

Хоча для того, щоб подібні установки могли конкурувати з традиційними акумуляторами, необхідно значно більші потужності порівняно з нинішніми, висока ефективність, отримана в великих енергетичних системах, заохочує до розробки мініатюрних пристроїв для виробництва електроенергії з використанням горіння, із очікуваннями що пристрої з конкурентною ефективністю можуть бути розроблені.

Крім того, є специфічні застосування для механічної енергії або тепла (літаки, двигун Стірлінга, тощо) і такі установки мали б додаткову перевагу, задовольнивши ці потреби.

Звичайно, існують додаткові питання з боку екологічних проблем, які пов'язані з використанням горіння. Однак, з огляду на невеликий розмір пристроїв, їх викиди вуглекислого газу та викидів вуглецю, а також виділення тепла будуть дуже малими. Оскільки імовірність того, що мікропристрої матимуть меншу ефективність горіння у порівнянні з більшими пристроями, передбачає значно більше утворення незгорілих вуглеводнів та СО. З іншого боку, батареї мають власні екологічні викиди, а їх виробництво та розпорядження представляють екологічну небезпеку.

Характерна довжина мікропальників, що розробляються на сьогоднішній день, є значно більшою, ніж молекулярний шлях вільного пробігу повітря та інших газів, що протікають через системи, що принципово фізико-хімічна поведінка рідин така сама, як і в їх макромасштабних аналогах. Наприклад, число Кнудсена для повітря, що протікає через ширину каналу 0,1 мм, становить порядку 10^{-3} , що набагато менше, ніж для вільного молекулярного потоку ($Kn > 1$). Отже, стандартні гіпотези робочих тіл, такі як умови стиснення та неперервності, будуть застосовуватися.

Однак невеликі розміри мікропальників або їх компонентів викликають особливості в механіці рідини, передачі тепла та згорання, які пов'язані з роботою пристрою. Деякі масштабні проблеми, пов'язані з мікропальниками, можна вирішити шляхом нормалізації рівнянь збереження імпульсу, енергії в термінах характеристичної довжини та параметрів пристрою та аналізу їхніх умов, коли зменшується масштаб довжини. Знормовану проєкцію визначальних рівнянь для

газу та твердої фази та їх відповідні граничні умови можна записати як (символи визначені в номенклатурі):

$$\frac{l_c}{t_c u_c} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \frac{\partial \vec{u}}{\partial x} = - \frac{p_c}{\rho_c u_c^2} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial x^2} + \frac{gl_c}{u_c^2} \quad (1)$$

$$\frac{l_c}{t_c u_c} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \vec{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} = \frac{1}{Pe} \alpha \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + Da \frac{Q}{C_p T_c} \bar{w} \quad (2)$$

$$\frac{l_c}{t_c u_c} \frac{\partial y_i}{\partial t} + \vec{u} \frac{\partial y_i}{\partial x} = \frac{1}{LePe} D \frac{\partial^2 y_i}{\partial x^2} + Da \frac{1}{y_{ic}} \bar{w} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \vec{T}_s}{\partial t} = Fo \alpha_s \frac{\partial^2 \bar{T}_s}{\partial x^2} \quad (4)$$

Відповідними знормованими граничними умовами для цих рівнянь є:

$$\bar{u} = 0;$$

$$\bar{\tau} = \frac{\mu_c u_c}{\tau_c l_c} \mu \frac{\partial \vec{u}}{\partial y};$$

$$\bar{T} = \bar{T}_w;$$

$$\lambda_s \frac{\partial \vec{T}_s}{\partial x} = \lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x};$$

$$\frac{\partial \vec{T}_s}{\partial x} = Bi \left(\vec{T}_s - 1 \right);$$

$$\frac{\partial y_i}{\partial x} = (LePe) y_i$$

Характерна довжина компонентів макроенергетичних систем велика, і загалом числа Рейнольдса та Пекле також великі. Таким чином, потоки рідини в основному турбулентні, і, як видно з рівнянь. (1) - (3) в'язкі та дифузійні ефекти малі в

порівнянні з конвективними ефектами. Також виходить, що характерний час в цих конвективних домінуючих потоках - $t_c = l_c/u_c$, який зазвичай називають часом перебування. Граничні умови надають інформацію про пристінні ефекти, які зазвичай мали незначний вплив на загальну систему. Оскільки розмір пристроїв зменшується, характер визначальних рівнянь та значення різних умов в рівняннях змінюються. Оскільки характерна довжина пристрою зменшується, число Рейнольдса та Пекле зменшується, а потоки рідини, як правило, менш бурхливі, тому в'язкі ефекти та дифузійний перенос маси і тепла стають все більш важливими. З точки зору згоряння важливим питанням є величина часу перебування, оскільки вона зменшується, коли довжина камери згоряння зменшується, і вона повинна бути більшою, ніж хімічний час, $t_c = \rho_c / w''$, для повного згоряння.

Для мікрообластей з дуже малими характерними довжинами l_c , як наслідок, невеликими значеннями Рейнольдса та Пекле, потік, перш за все, є ламінарним. Також, як видно з рівнянь (1) - (3), в'язкі та дифузійні терміни можуть стати домінуючими, а конвективні та плавучі ефекти стають незначними. У цьому випадку характерний час стає $t_c = l_c/u_c$, $Pe = l_c^2/\alpha_c$, який зазвичай називають часом дифузії. Оскільки турбулентне змішування невелике, змішування буде, перш за все, дифузійне. У зв'язку з цим час дифузії важливий, оскільки він повинен бути меншим, ніж час перебування для повного змішування. Що стосується горіння, визначальним для рівняння (2) стає факторизоване число Pe , що визначає число Дамкелера на основі часу дифузії, тобто $Da = l_c^2 w''/\rho_c \alpha_c$. Значення числа Дамкелера (визначеного на часі перебування або дифузії) важливе для визначення того, чи буде горіння завершене в камері згоряння, оскільки необхідно, щоб хімічний час був меншим за фізичний час. Повертаючись до твердої фази, число Фур'є збільшується при зменшенні масштабу довжини, що приводить до квазістійкої поведінки температури твердої фази. Характерним часом теплопровідності через тверде тіло є $t_{sc} = l_c^2/\alpha_{sc}$.

Оскільки теплова дифузія матеріалів мікрооб'єктів (Si, SiC) має такий самий порядок, як і повітря, час дифузії буде аналогічним, що має наслідки в характеристиках теплопередачі від газу до або від твердого тіла, особливо, якщо на

їх кордоні періодично відбуваються теплові вихрі з характерними часами, які сильно відрізняються від часу дифузії. З відповідних граничних умов рівнянь збереження газової фази виходить, що при зменшенні масштабу довжини, фіксуючи при цьому характеристики стінок та потоку, градієнти швидкості та ефекти тертя зі стінкою зростають, як і температура газу та градієнт температури на стінах. З цього випливає, що в мікрообладнаннях буде важко утримувати швидкості потоку, а також відмінності температури та масової концентрації такої ж величини, як у їхніх великих аналогах.

З іншого боку, для твердого тіла, зважаючи на те, що число Біо буде зменшуватися (враховуючи відповідне збільшення коефіцієнта теплопередачі), температурний градієнт буде також зменшуватися, як це зазначено в граничному стані стінки. Тому очікується, що мікрообладнання матимуть майже рівномірні температури твердої фази, якщо тільки граничний коефіцієнт теплопередачі не буде достатньо великим для $Bi > 0,1$, що навряд чи можливо. Таким чином, пристінкові ефекти будуть дуже важливими з точки зору згоряння в мікроканалах. Тенденція буде полягати у наявності невеликих значень Дамкелера (слабке спалювання) через втрати тепла через стіни камери згоряння, що зменшує швидкість реакції і, отже, збільшує хімічний час, а невеликі розміри зменшують фізичний час.

1.3 Стабільність горіння

Характерною особливістю процесів горіння в малорозмірних системах є інтенсивне теплова взаємодія між газовою і твердою фазами, яка істотно впливає на процеси стабілізації, стійкості і динамічну поведінку полум'я. В даний час теоретичні дослідження нестационарних процесів в системах з регенерацією тепла, наприклад, поширення нестационарних хвиль горіння і дослідження їх стійкості, тільки починаються.

Згорання в системах мікромасштабів має проблеми, пов'язані з часом, який має місце для реакції згоряння, і для можливого гасіння реакції згоряння стіною.

Подібна хімічна кінетика, тобто потенційна низька температура стінки та радикальне виснаження, характеризують реакцію згорання. Знову-таки, основна вимога до мікропальників полягає в тому, що фізичний час, доступний для згорання (час перебування), має перевищувати час, необхідний для проведення хімічної реакції (час горіння).

Для газопровідного згорання в системах, таких як у камері згорання газових турбін, час перебування визначається розміром камери згорання та витратою потоку реагуючої речовини через камеру. Для замкнених систем, таких як двигуни внутрішнього згорання, крім розміру камери, обертання двигуна також визначає час перебування. Для каталітичного згорання дифузія виду «до стінки» та виду «поглинання / десорбція на стінці» також визначають час перебування. Оскільки в цілому час перебування в мікрокамерах буде невеликим, важливо мати невеликий хімічний час, щоб забезпечити завершення процесу згорання в камері згорання.

Загалом, невеликі хімічні часи утворюються за рахунок забезпечення високих температур горіння, що, у свою чергу, може бути досягнуто шляхом зменшення втрат тепла в камері згорання, запобігання радикального виснаження на стіні, підвищення температури реагентів, використанням стехіометричних сумішей та використання високоенергетичних палив.

Оскільки розмір камери або об'єм горіння зменшується, співвідношення між поверхнею та об'ємом збільшується, що призводить до збільшення втрат тепла на поверхні камери. Ці механізми збільшать хімічний час і, можливо, можуть запобігти початку реакції згорання газу або призведуть до гасіння реакції, яка вже відбувається. Технології термохімічного керування, які можуть бути використані для подолання затухання, включають в себе, зокрема, використання камер з надлишковою ентальпією, створення адіабатичних стінок шляхом симетричного складання плоских пристроїв (граничний стан ізольованих температур), встановлення високотемпературних керамічних стінок та використання поверхневих покриттів.

При дослідженні горіння газів у вузькому каналі з теплопровідними стінками було виявлено, що полум'я може поширюватися в каналі, поперечний розмір якого

менше критичного значення [18-19] , що визначається з класичної теорії [20], в якій не враховувався нагрів стінок каналу.

Експерименти з горіння в вузькому прямому каналі і в вузькому зазорі між двома круглими пластинами з радіальної подачею газу, що підігріваються зовнішнім джерелом тепла, показали велику різноманітність режимів горіння. В прямому каналі в залежності від витрати свіжої суміші можливе або стійке горіння, або горіння в режимі періодичного займання і загасання полум'я.

На стійкість горіння впливає коефіцієнт теплопровідності стінки, що і показано в роботі [21]. Це дослідження впливу теплопровідності стінки при різних умовах експлуатації на характеристики горіння, а також на стабільність полум'я. Для стінок з низькою теплопровідністю полум'я розташоване полум'я знаходиться значно нижче за течією і передача полум'я від пальника може відбуватися залежно від довжини пальника та витрати. Крім того, низький тепловий потік через стінку до виходу потоку викликає низьку температуру стінки вгорі. В результаті, попереднє нагрівання сповільнюється і температура спалаху досягається повільніше, що призводить до опускання полум'я вниз по течії. Полум'я стає більш схильним до нестабільності при погіршенні передачі тепла вздовж потоку. Коли провідність стінки трохи збільшується і досягається середнє значення, відбувається різке опускання місця розташування полум'я до входу. У цьому випадку стабільність полум'я повністю встановлюється.

У тих системах, що мають стінки з високою теплопровідністю та низькими тепловими втратами, теплопровідність на стінках відіграє незначну роль у встановленні полум'я. Результати показують, що дуже важливими є провідність на стінці та коефіцієнт конвективного теплопередачі рідини з пальника для визначення перекачування тепла вгору за течією, що необхідне для підтримання горіння. Нарешті, це так що при проміжному значенні провідності стінки (приблизно $10 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$) він виробляє більш стабільне полум'я горіння, але при дуже низькому і високому значеннях полум'я стає нестабільним. Якщо конвективний коефіцієнт теплопередачі збільшується (приблизно $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$), полум'я знову стає нестійким.

Дослідження дифузійно-теплової і гідродинамічної нестійкості фронту полум'я (ДТН) продовжує залишатися актуальною науковою проблемою. Нестійкість виявляється в появі збурень поверхні фронту у вигляді складок, періодичному зміні довжини хвилі і амплітуди збурень, частоти коливань і ін. Завдання гідродинамічної нестійкості, сформульована Л.Д. Ландау, призводить до висновку про абсолютну нестійкість плоского фронту полум'я: зростання дрібномасштабних збурень обумовлений тепловим розширенням газу [32].

Серед факторів, що впливають на гідродинамічну нестійкість, в роботі [32] згадані ефекти переносу тепла і маси і необхідність постановки неоднорідності завдання. В оглядовій роботі [33] звертається увага на той факт, що гідродинамічна нестійкість фронту полум'я (ГДН) проявляється сильніше в міру збільшення його характерного розміру. У цьому випадку роль явищ перенесення тепла і маси зменшується, а вплив гідродинамічної нестійкості, зумовленої тепловим розширенням продуктів горіння, зростає.

Інкремент зростання амплітуди збурень є функцією нормальної швидкості поширення полум'я, довжини хвилі обурення і коефіцієнта теплового розширення газу $\omega = k u_n f(\alpha)$, де $k = 2\pi / \lambda$ - хвильове число, яке визначає довжину хвилі обурення λ , u_n - нормальна швидкість поширення полум'я, $\alpha = \rho_0 / \rho$ - коефіцієнт теплового розширення. Отже, зміни геометрії каналу, керуючі зростанням температури продуктів горіння, амплітуди і довжини хвилі збурень поверхні фронту полум'я, впливають на межі стаціонарного поширення полум'я.

Інтерес до проблеми абсолютної нестійкості полум'я значний протягом більше 70 років. Теорія гідродинамічної нестійкості полум'я безперервно удосконалюється шляхом уточнення деталей явища.

Прикладом тому є одна з останніх оглядових робіт [33], в якій звертається увага на той факт, що гідродинамічна нестійкість полум'я проявляється головним чином в великомасштабних пламенах. У міру збільшення характерного розміру, наприклад радіусу сферичного фронту полум'я роль явищ перенесення тепла і маси зменшується, а вплив гідродинамічної нестійкості зростає. При цьому можлива зміна ведучого механізму нестійкості.

Можливість впливу камери згоряння на зміну ведучого механізму нестійкості впливає з того, що в число Пекле входить коефіцієнт дифузії, а характерний розмір полум'я залежить від форми і розмірів каналу, в якому поширюється фронт полум'я.

Дифузійно-теплова нестійкість полум'я. Роль конкуруючих процесів перенесення тепла і маси при поширенні полум'я по горючій газовій суміші, добре вивчена експериментально і теоретично.

Проте, також як і класичні результати досліджень гідродинамічної нестійкості, теорія дифузійно-теплової нестійкості піддається безперервному вдосконаленню. Прикладом цього є роботи [34-36], в яких досліджені різні режими дифузійно-теплової нестійкості, що призводять до автоколивань полум'я (ДТН-1) і розвитку пористої структури (ДТН-2) ламінарного полум'я в плоских каналах і циліндричних трубах.

Порівняльний аналіз результатів стійкості полум'я, різних підходів до подання характеру і швидкості протікання хімічної реакції, проведений в роботі [37], показав, що детальний розгляд дисперсійних співвідношень, отриманих в ранніх роботах, призводить до зміни кордонів дифузійно-теплової нестійкості полум'я. Зокрема, заміна арреніусівської форми швидкості реакції на модельні виразу найсильніше впливає на умови стійкого горіння при числах Льюїса $Le < 1$, ніж при $Le > 1$. Тут $Le = D/a$ - число Льюїса, a - коефіцієнт температуропровідності.

Кінцівка швидкості хімічної реакції не відбивається на умовах неперіодичної і коливальної втрати стійкості і пояснює стійкість плоского фронту полум'я при числах $Le \approx 0$. Збільшення ширини зони хімічної реакції або зменшення швидкості поширення полум'я призводять до підвищення стійкості по відношенню до двовимірним збурень.

Це дозволило отримати нові кордони області стійкого горіння в координатах числа Льюїса і хвильового числа k . Відповідно до сучасних уявлень і область стійкості до коротковолновим збурень і область стійкості до автоколебань кілька розширюються.

З теоретичних уявлень слід, що умови прояву гідродинамічної і дифузійно-теплової нестійкості полум'я пов'язані з розмірами каналу. Нелінійна

зв'язок розмірів каналу з іншими визначальними параметрами підтверджується численними дослідженнями, виконаними в останні роки.

Авторами роботи [38] в численних експериментах показано, що коливальний режим поширення полум'я викликаний взаємодією фронту полум'я зі стінками. Коливання призводять до зміни форми полум'я і швидкості поширення. Параметри коливання залежать від діаметра труби і, отже, від числа Рейнольдса. У вузьких каналах коливання загасають, а в широких розвиваються внаслідок нелінійних ефектів. Збільшення діаметра призводить до збільшення періоду коливань швидше, ніж збільшується характерні розміри фронту.

Ефект впливу ширини каналу, швидкості течії і температури стінок на стійкість і динаміку фронту полум'я при горінні перемішаних сумішей при числах Льюїса, рівних одиниці, також чисельним розрахунком на двовимірній моделі показаний авторами роботи [39]. Стверджується, що механізм нестійкості обумовлений теплообміном полум'я зі стінками каналу.

В роботі [40] запропонована проста аналітична модель, яка передбачає пульсації полум'я в малорозмірній трубці, що нагрівається зовнішнім джерелом тепла. Експерименти, виконані авторами роботи, показали також, що при складах суміші, далеких від граничних значень для вільного полум'я, і при низьких швидкостях потоку газу в трубці, трохи меншій критичного діаметра, визначеного при нормальних умовах для стехіометричної метано-повітряної суміші, спостерігалися пульсації пламені.

1.4 Горіння з регенерацією тепла

Труднощі тут пов'язані, перш за все, з тим, що рішення навіть стаціонарної задачі горіння для пристрою подібного "Swiss Roll" вимагає врахування теплообміну між усіма витками такого пальника, обліку радіаційних тепловтрат і складної геометрії пристрою на додаток до складного розрахунку хімічних реакцій і

газодинаміки. У зв'язку з цим, фундаментальні дослідження процесів горіння в системах з рециркуляцією тепла спрямовані, в першу чергу, на вивчення особливостей взаємодії дифузійно-теплових і гідродинамічних процесів, хімічних реакцій, тепловтрат і міжфазного теплообміну в рамках простих, з геометричної точки зору, постановок [22].

Найперша робота над горінням з надмірною ентальпією, рециркуляцією була проведена Вайнбергом та його колегами, які оптимізували реакцію згорання з використанням ентальпії продуктів для попереднього нагрівання суміші палива та повітря, у камері згорання під назвою "Swiss roll". У результаті обміну ентальпії, отриманої шляхом рециркуляції вихлопних газів, стійке згорання одержують з сумішами, що значно нижчі за звичайні межі горючості. Стабільне згорання, (описане авторами [23]), було також спостерігалось при температурах, нижчих від очікуваних однорідних температур горіння випробовуваних палив, але вище їхніх нормальних каталітичних температур [24]. Поняття рециркуляції вихлопних газів для зменшення втрат тепла з області згорання та попереднього нагрівання вхідних реагентів додатково впроваджувались для досягнення згорання в тонких трубах [25, 26] діаметрами меншими, ніж габаритні відстані, про які йдеться в літературі. Що стосується відстані гасіння, то варто зазначити, що величина, про яку повідомляється в літературі, часто розглядається як гранична шкала для спалювання мікромасштабів. Це концептуальна похибка, оскільки відстань гасіння залежить від швидкості реакції, а отже, від температури, видів та концентрації радикалів (це пов'язано з втратами тепла та радикалів до стінки). Проблему гасіння на стінках можна зменшити або запобігти шляхом збільшення температури стіни (відстань гасіння приблизно зворотна пропорційна квадратному корінню температури), або ж еквівалентно запобіганням втрат тепла на ній (адіабатична стінка).

Підвищена робоча температура стін камери згорання не тільки допомагає запобігти гасінню, але також зменшує хімічний час, також допомагає протидіяти несприятливому впливу малого фізичного часу, притаманного мікропальникам. Фізичний час камери згорання буде визначатися за вказаним вище часу перебування, часу дифузії або об/хв, якщо двигун. Поряд величини цього часу становить від 1 до

10 мс (10-міліметровий газотурбінний камер з швидкістю потоку від 1 до 10 м/с, або роторний ІЧ-двигун від 4000 до 40000 об/хв). Таким чином, хімічні часи необхідні для роботи камер згоряння - 1 мс або менше, що вимагає підвищеної, але не надто високої температури. Керамічні матеріали, такі як SiO_2 , SiC та Si_3N_4 , можуть витримувати температури близько 1700 К, які є достатньо високими для забезпечення короткого хімічного часу і, таким чином, є хорошими кандидатами для мікропальників. Невеликий масштаб пристроїв та їх рівномірне температурне функціонування зменшують проблеми тріщин, властиві використанню керамічних матеріалів у великогабаритних камерах згоряння. Покриття стін камери інертними матеріалами також може зменшити радикальну рекомбінацію та хімічне гасіння при відносно низьких температурах [27]. Якщо реагенти не попередньо змішані, а паливо - рідке, то для випаровування та змішування палива буде потрібно додатковий час і обсяг. Час може бути значним, якщо порівнювати з часом перебування для газоподібного і попередньо змішаного, тому що випаровування рідини та змішування при низьких числах Рейнольдса, очікуваних в цих системах, зазвичай є повільними. Таким чином, в даний час досліджуються альтернативи розпилення згорання рідких палив. Особливо цікавою є концепція спалювання рідкого палива при формуванні рідкої плівки вздовж стінки камери згоряння [28]. Перевага такого підходу полягає в тому, що стінна плівка зменшує втрати тепла від камери згоряння, оскільки вона охолоджує стінки камери згоряння (в точці рідкого кипіння). Він також перешкоджає гасінню на стінках, оскільки спалювання газової фази відбувається далеко від стіни, при збереженні достатньо великих масштабів випаровування внаслідок великого співвідношення між поверхнею та об'ємом мікрокамери згоряння. Дослідники довели концепцію в мініатюризованій циліндричній камері згоряння, в якій закручений повітряний потік зберігає плівку рідкого палива на стіні. Пристрій передбачає потужності від 10 Вт до кВт [28].

Слід пам'ятати, що одним з важливих аспектів спалювання мікромасштабів є те, що хоча збільшення відношення поверхні до об'єму камери згоряння являє собою проблему для згоряння газу, це сприяє каталітичному згорянню. Хоча каталітична реакція, як правило, повільніше, ніж реакція газової фази, і втрати тепла на поверхні

є проблемою, яка також впливає на каталітичну реакцію, відносно збільшення площі поверхні та нижчі температури каталітичної реакції свідчать, що камери мікромасштабного спалювання, що використовують каталітичну реакцію можуть бути простіші в реалізації, ніж ті, що використовують газозфазні реакції. Наприклад, у вищезгаданій швейцарській камері згорання, було зазначено, що суміші водню та повітря можуть спалюватися при кімнатній температурі, а інші палива (бутан та пропан) при температурі менше 200°C, якщо каталізатор був нанесений на поверхні об'єму горіння [24].

Малий масштаб значно збільшує як термічний, так і масовий перенос, що може призвести до об'ємних темпів вироблення тепла до 10 Вт /мм³, і тому підтверджує потенціал мікротехнологічних перетворень енергії та хімічних систем. Незважаючи на те, що потенційні рішення для низьких температур та короткі проміжки часу, здавалося б, притаманні мікромасштабним камерам, можуть призвести до конкурентоспроможних пристроїв керування, подальшого розуміння низькотемпературної хімічної кінетики (однорідної та каталітичної), а також розвиток високореактивних енергетичних видів палива, ймовірно, бути необхідним для досягнення цієї мети. Також потрібні точні теоретичні моделі фізико-хімічного процесу, задіяні в камері згорання.

1.5. Висновки до розділу 1.

Останні кілька років спостерігається зростаюча тенденція в мініатюризації пристроїв, що ініціюється потребами таких галузей як мікроелектроніка, біомеханіка та молекулярна біологія.

На разі для сучасних науковців лишається невирішеною проблема створення джерел тепла малого розміру з контрольованою потужністю та низьким вмістом шкідливих викидів, як б до того працювали на вуглеводному паливі. Проте недостатня кількість фундаментальних знань гальмує розвиток цієї галузі.

В даній дипломній роботі будуть виконані наступні завдання:

- Моделювання трьох різних підходів до спалювання метану в мікроканалах.

- Порівняння отриманих на різних системах результатів з метою визначення переваг та недоліків кожної.
- Формування напрямку наступних досліджень на основі отриманих даних.

РОЗДІЛ 2.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГОРІННЯ МЕТАНУ ТА КИСНЮ В МІКРОКАНАЛАХ

В розділі 2 наведені приклади реалізації процесу горіння метану та кисню в мікромасштабах та запропоновано комп'ютерну модель для кожного з них.

2.1 Інжектування метану через сопло в канал з подачею повітря.

Одним з найпоширеніших способів спалювання метану для макросистем є його вприск в камеру згорання через сопло. Було побудовано аналогічну конфігурацію для системи мікромасштабу, конфігурацію якої представлено на Рис. 2.1. В канал через отвір подається повітря, а також через мале сопло подається метан з більшою швидкістю, після чого газу перемішуються та загораються. Продукти згорання виходять через отвір з протилежного кінця каналу.

З міркувань симетрії було обрано плоску геометрію, що є симетричною відносно осі X. На Рис. 2.2. вказано розміри даного каналу, де $V1=3,5$ мм, $V5=1$ мм, $V6=0,5$ мм, $H4=1$ мм. Загальна довжина каналу складає 100 мм. Геометрію було побудовано за допомогою модуля Design Modeler в пакеті програм Ansys Workbench 19.0.

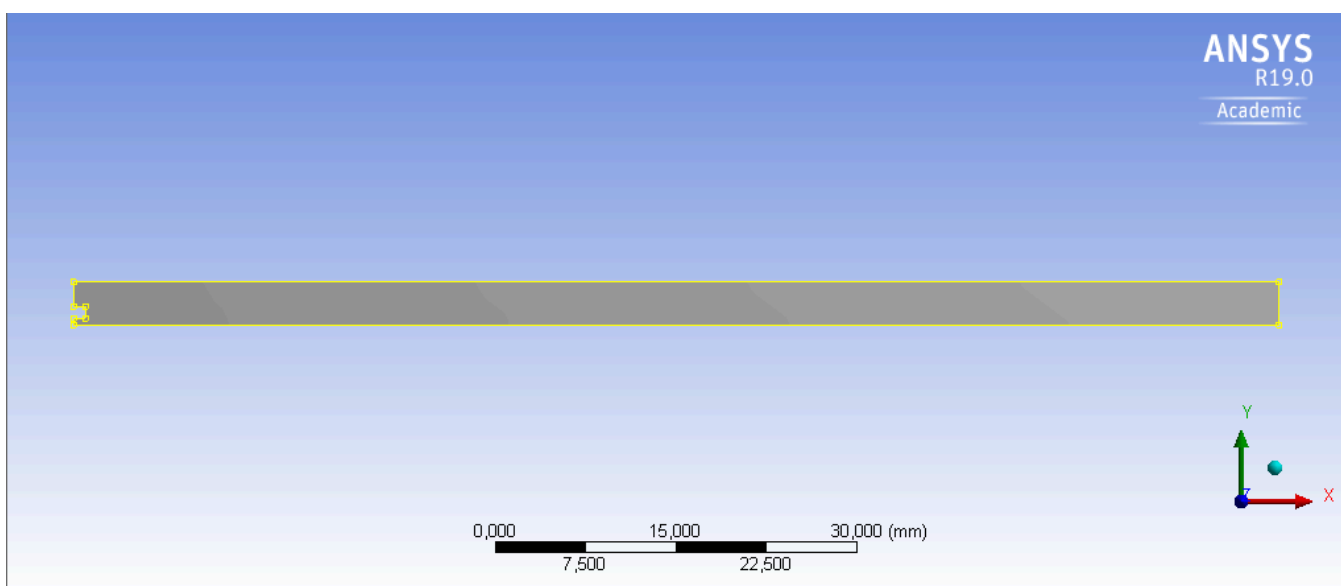


Рисунок 2.1 – Розрахункова область каналу з соплом для вприску метану

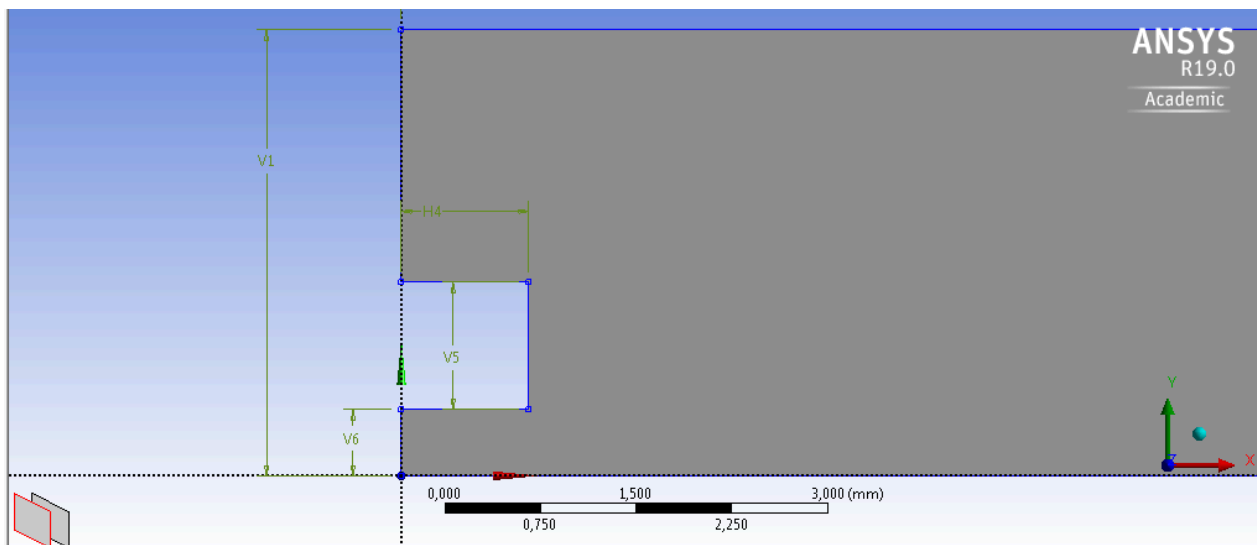


Рисунок 2.2 – Схематичні розміри входу

Задача моделювалась за допомогою пакету Ansys Fluent. В якості моделі горіння було обрано eddy dissipation model (модель дисоціації вихорів). Вона заснована на роботах Магнуссена та Хертрагера, є моделлю реакцій турбулентної хімії. Більшість видів палива є швидко горючими, а загальний рівень реакції контролюється змішуванням турбулентності. У випадку попередньо неперемішаної суміші, турбулентність повільно змішує паливо та окислювач у реакційні зони, де вони швидко спалюються. У випадку попередньо перемішаної суміші турбулентність повільно змішує холодні реактиви та гарячі продукти в реакційні зони, де відбувається швидка реакція. У таких випадках, вважають, що згорання обмежується змішуванням, і можна легко ігнорувати складну і часто невідому хімічну кінетику. У цій моделі хімічна реакція регулюється масштабами великовихорного змішування. Горіння ініціюється, коли існує турбулентність у потоці. Для ініціювання спалення не потрібне джерело займання. Цей тип моделі підходить для горіння без попереднього змішування, але для попередньо перемішаних компонентів передбачається, що реагент буде спалюватися в момент входження в обчислювальну область, що є недоліком цієї моделі, оскільки на практиці реагентіві потрібен деякий час, щоб нагрітися до температури запалення, щоб ініціювати горіння.

Для реалізації даної задачі було створено сітку, вигляд, тип комірок та їх розміри, а також статистику якої зображено на Рис.2.3.

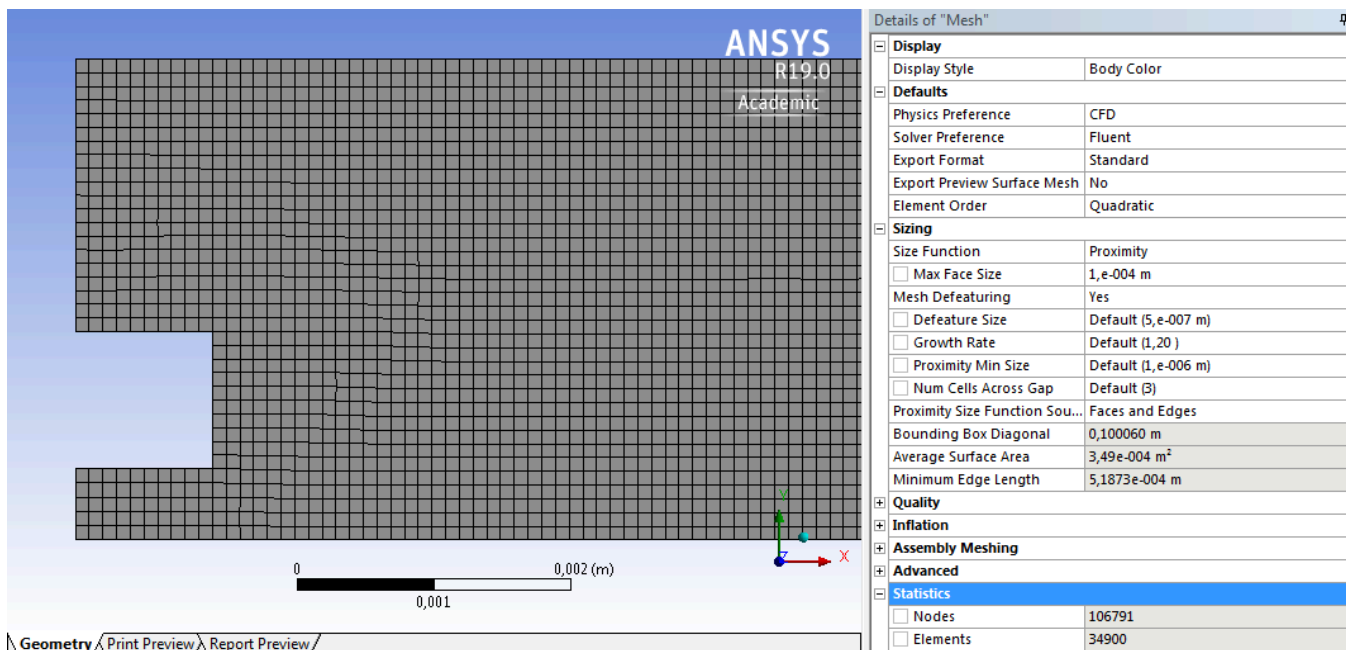


Рисунок 2.3 – Розрахункова сітка

Була застосована модель турбулентності k-ε, яка заснована на розрахунку двох параметрів турбулентності: k – кінетична енергія турбулентних пульсацій, ε – швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентних пульсацій, значення яких визначають, розв’язавши відповідні диференційні рівняння переносу.

Стандартна модель турбулентності k-ε побудована на припущенні про те, що потік повністю турбулентний. Для коректного розрахунку пограничного шару, де превалюють в’язкі ефекти, модель турбулентності k-ε включає в себе функцію біля стінки, що містить універсальний профіль швидкості та зв’язну між параметрами потоку та відстанню від стінки. Використання пристінкової функції дозволяє уникнути застосування значного згущення сітки в зоні пограничного шару. Згідно з

[38] для стандартної пристінкової функції значення безрозмірної відстані від стінки до першого вузла ззовні стінки y^+ повинно складати 20...100 ($y^+ = y \rho u_\tau / \mu$, де

y – відстань від першого пристінкового вузла до стінки, u_τ – дотична складова

швидкості у першому вузлі ззовні стінки, ρ – щільність рідини, μ – коефіцієнт динамічної в'язкості).

Недоліком цієї моделі є застосування пристінкової функції універсального профілю швидкості, який для деяких задач призводить до суттєвих помилок моделювання.

Граничні умови були задані наступним чином: температура реагентів на вході складала 300 К, основні стінки каналу – неадіабатичні, коефіцієнт теплопровідності розраховувався автоматично, стінки сопла – адіабатичні і термічно стійкі. Температура за стінкою – 300 К. Теплоємність суміші вважалась постійною – 1000 Дж/кг·К. На основному вході подавалось повітря, з масовою долею кисню 0.23, через сопло подавався чистий метан.

2.2 Горіння попередньо перемішаної суміші метану та кисню.

В цій роботі розглянуто модель горіння попередньо перемішаної суміші метану та кисню в мікроканалі діаметром 2 мм та завдовжки 200 мм. Геометрію, побудовано за допомогою програмного забезпечення SolidWorks 2017. Подальші операції – побудова сітки, налаштування та виконання розрахунків було здійснено за допомогою програмного забезпечення Ansys Workbench 19.0 та Ansys CFX 19.0. Характеристики сітки зображено на Рис. 2.4.

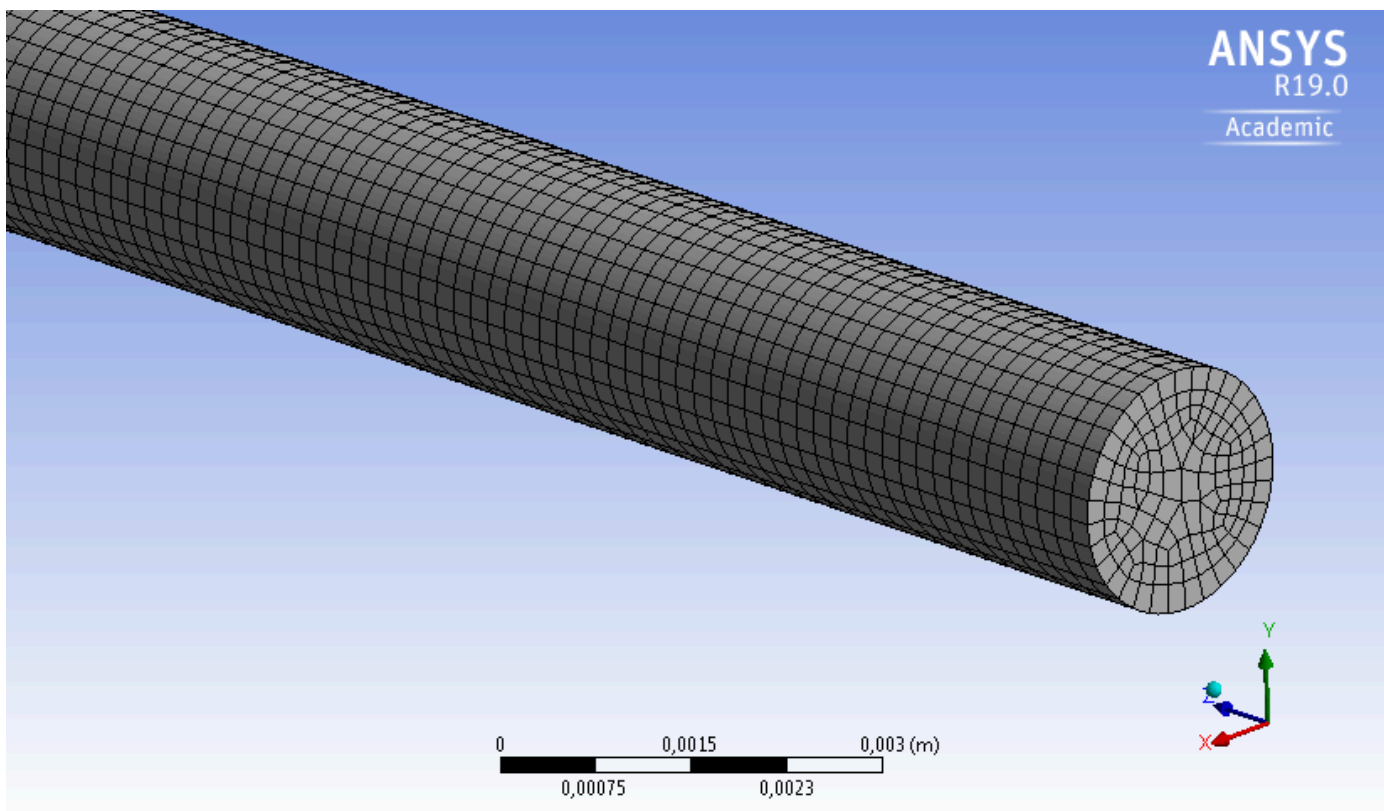


Рис. 2.4 Розрахункова область

В якості початкових умов було задано температуру суміші на вході 300 К, коефіцієнт теплопровідності стінки 10 Вт/м²•К та температуру за стінкою – 800 К, швидкість входу суміші – 0,05 м/с. Склад суміші в масових долях наведено в Таблиці 1.

Табл.1 Масові долі компонентів вхідної суміші

CH ₄	O ₂	CO ₂	H ₂ O	N ₂
0,1	0,232	0,01	0,01	0,648

Варто зазначити, що малі концентрації води і вуглекислого газу введено для ініціювання горіння. В якості механізму горіння використовувався механізм MethaneAir WD 1 NO – одно стадійне спалювання метану з окремим рівнянням, що відтворює механізм утворення сполук NO.

2.3 Пальник Swiss-roll

Однією із перешкод на шляху створення малорозмірних пальників є, як зазначалося вище, неможливість стабілізації полум'я в пристроях з характерними розмірами менше деякого критичного значення через велику кількість сумарних тепловтрат. Одним з можливих шляхів вирішення цієї проблеми є використання пальників з рециркуляцією тепла між продуктами горіння і вихідними реагентами без їх перемішування. У таких пристроях відбувається повернення тепла з області гарячих продуктів горіння в область свіжого газу. Застосування регенерації тепла призводить до зменшення сумарних тепловтрат в навколишнє середовище і можливості стійкого горіння вкрай бідних горючих сумішей в малорозмірних системах. Одним з широко відомих прикладів пальника з регенерацією тепла є спіральний пальник "Swiss Roll", який дозволяє, наприклад, спалювати дуже бідні суміші, які містять в 5 разів меншу кількість метану в порівнянні з граничною сумішшю метану з повітрям для вільно поширюваного полум'я [29].

Характерною особливістю процесів горіння в малорозмірних системах є інтенсивна теплова взаємодія між газовою і твердою фазами, яка істотно впливає на процеси стабілізації, стійкості і динамічну поведінку полум'я. В даний час теоретичні дослідження нестационарних процесів в системах з регенерацією тепла, наприклад, поширення нестационарних хвиль горіння і дослідження їх стійкості, тільки починаються. Труднощі тут пов'язані, перш за все, з тим, що рішення навіть стаціонарної задачі горіння для пристрою подібного "Swiss Roll" вимагає врахування теплообміну між усіма витками такого пальника, обліку радіаційних тепловтрат і складної геометрії пристрою на додаток до складного розрахунку хімічних реакцій і газодинаміки.

У зв'язку з цим, фундаментальні дослідження процесів горіння в системах з рециркуляцією тепла спрямовані, в першу чергу, на вивчення особливостей взаємодії дифузійно-теплових і гідродинамічних процесів, хімічних реакцій, тепловтрат і міжфазного теплообміну в рамках простих, з геометричної точки зору, постановок [29]. Схематичне зображення процесів в такому пальнику зображено на Рис. 2.5.

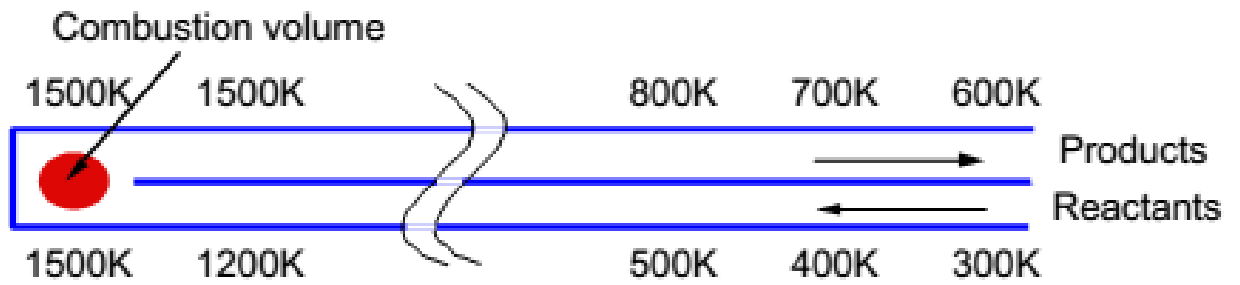


Рис. 2.5 Схематичне зображення процесу горіння з регенерацією тепла

Типовий зразок пальника Swiss Roll зображено на Рис. 2.6.

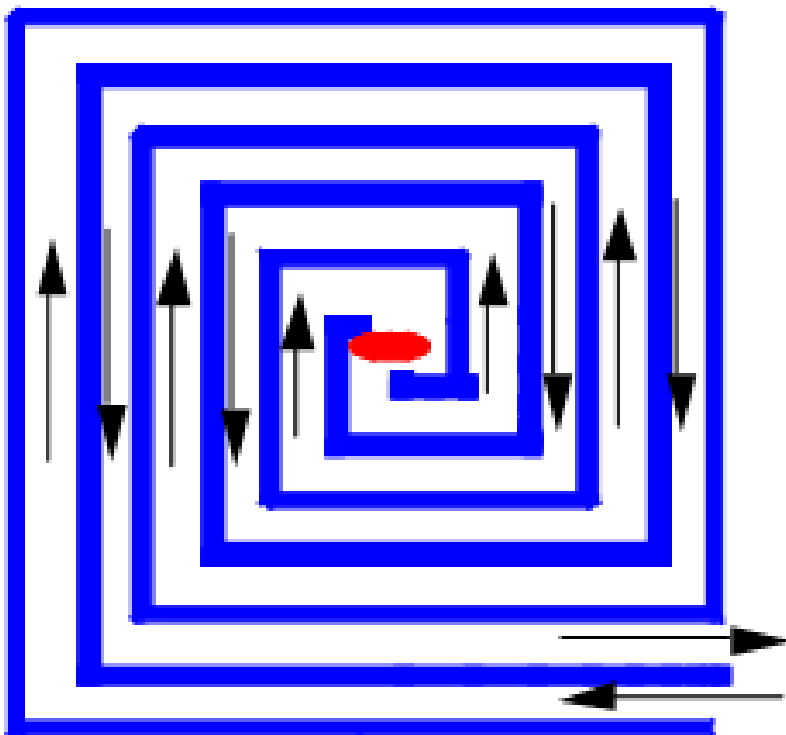


Рис. 2.6 Схема пальника Swiss Roll.

Після аналізу досліджень було зроблено ескіз типового пальника Swiss Roll, який зображено на Рис.2.7.

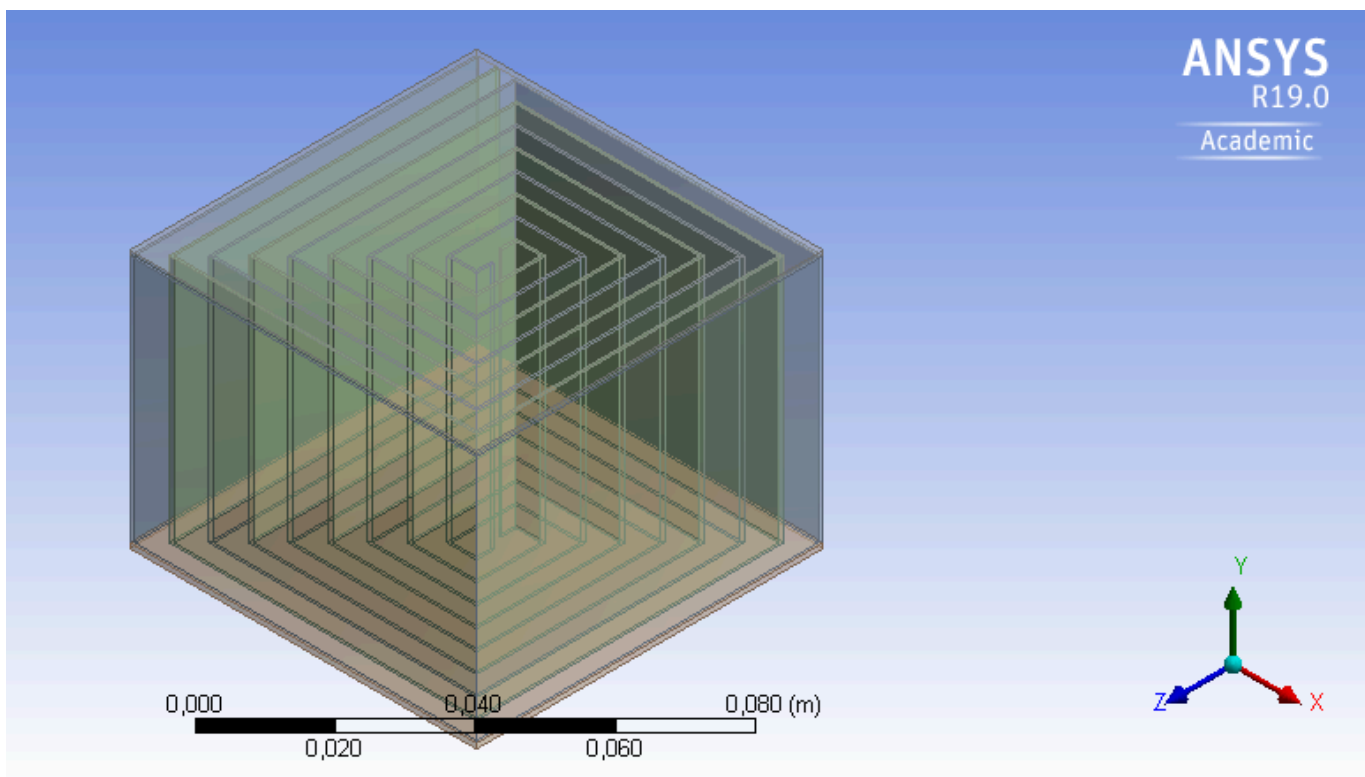


Рис. 2.7. Геометрія пальника Swiss Roll, створена в середовищі SolidWorks 2016 та імпортована в Ansys Workbench.

Зовнішні розміри даної конструкції складають $70 \times 70 \times 50$ мм, товщина стінок складає 0.5 мм. Розміри каналу – 3.5×50 мм.

На жаль, доступні на даний момент потужності комп'ютера, а також обмеження ліцензії Ansys Workbench не дозволяють провести розрахунок на цій геометрії. Проте в майбутньому планується реалізувати цю задачу на більших розрахункових потужностях

2.4. Висновки до розділу 2.

В даному розділі наведено опис геометричних та фізичних параметрів в зазначених моделях:

- Модель турбулентного горіння в каналі з соплом для впрыску метану
- модель горіння попередньо перемішаної суміші метану та кисню в мікроканалі діаметром 2 мм та завдовжки 200 мм,
- Модель горіння з надлишком ентальпії в пальнику типу Swiss Roll,

РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ І ЇХ АНАЛІЗ

В розділі 3 представлені результати моделювання зазначених моделей:

- Модель турбулентного горіння в каналі з соплом для вприску метану
- модель горіння попередньо перемішаної суміші метану та кисню в мікроканалі діаметром 2 мм та завдовжки 200 мм,

Модель горіння з надлишком ентальпії в пальнику типу Swiss Roll

Результати будуть порівняні для різних кутів нахилу сонячних модулів на статичних конструкціях, а також для сонячних модулів на одноосьових та двuosних трекерних системах.

3.1 Інжектування метану через сопло в канал з подачею повітря.

Було проведено розрахунки моделі, яка описана в пункті 2.1. для різних швидкостей подачі палива та повітря.

Швидкості подачі метану та наведено в Таблиці 3.1. Таблиці 3.1.

Номер випробування	Швидкість подачі повітря (массова доля кисню 0.23), м/с	Швидкість подачі метану, м/с
№1	0,005	0,01
№2	0,05	0,1
№3	0,1	0,05

Результати для кожного з випробувань наведено нижче.

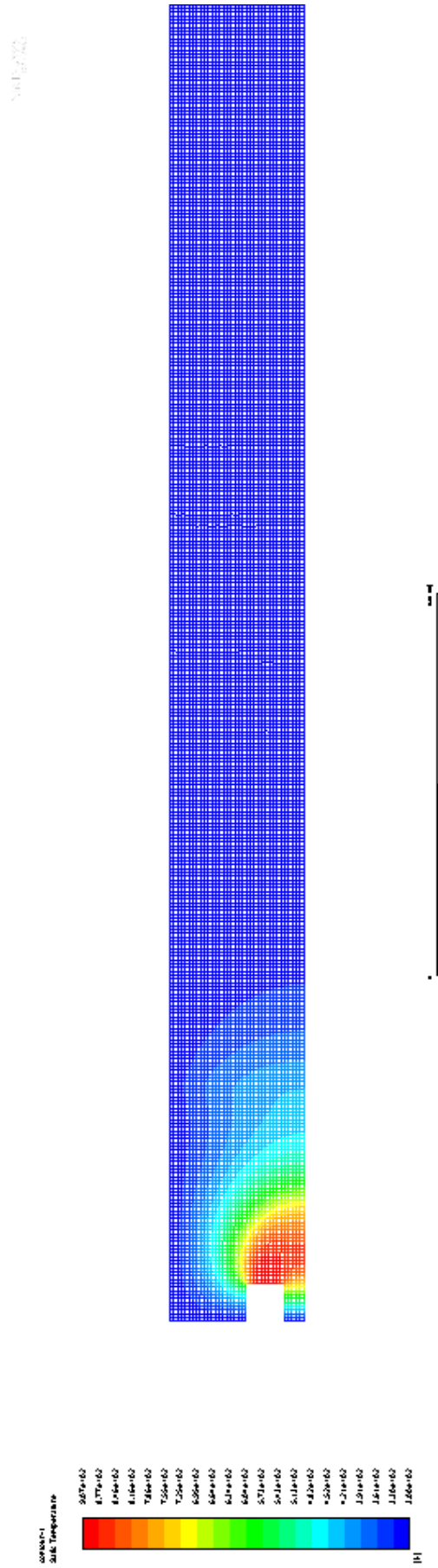


Рис. 3.1 Температурне поле для випробування №1.

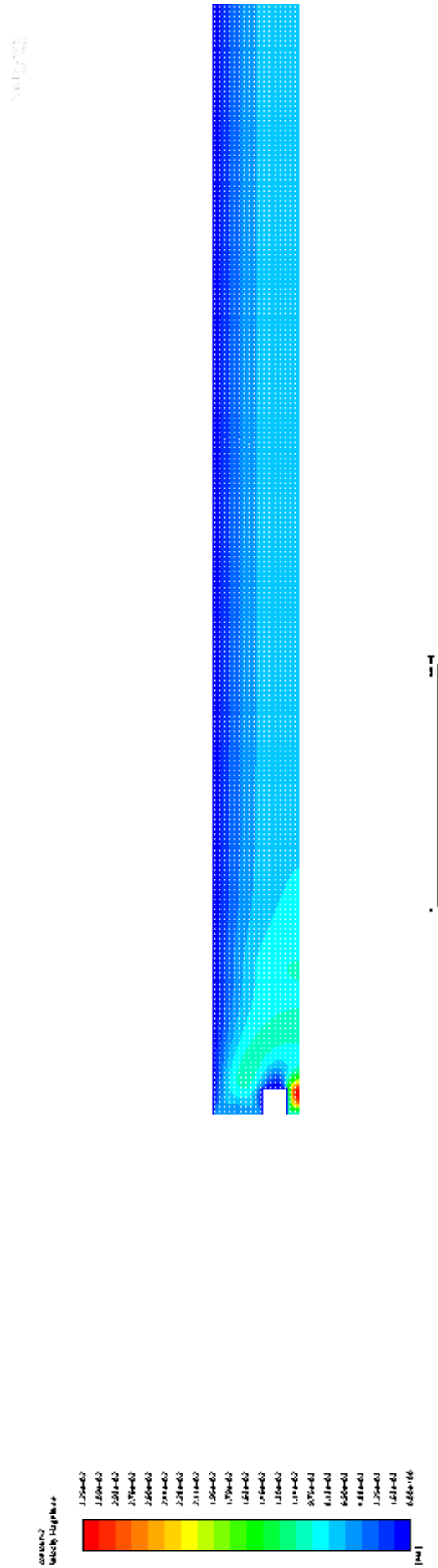


Рис. 3.2 Поле швидкостей для випробування №1.

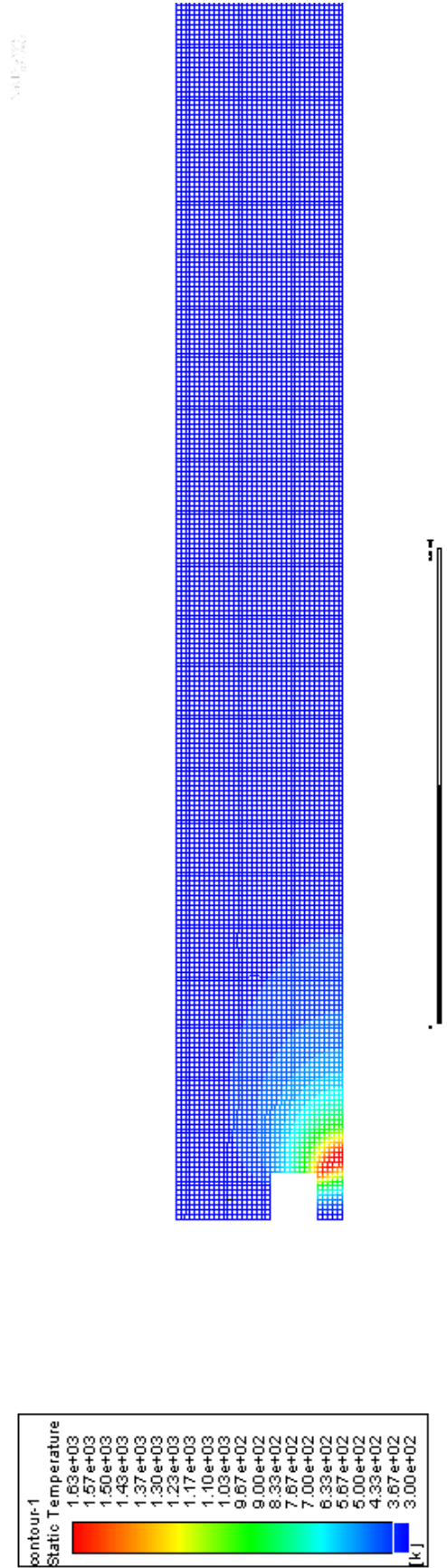


Рис. 3.3. Температурне поле для випробування №2.

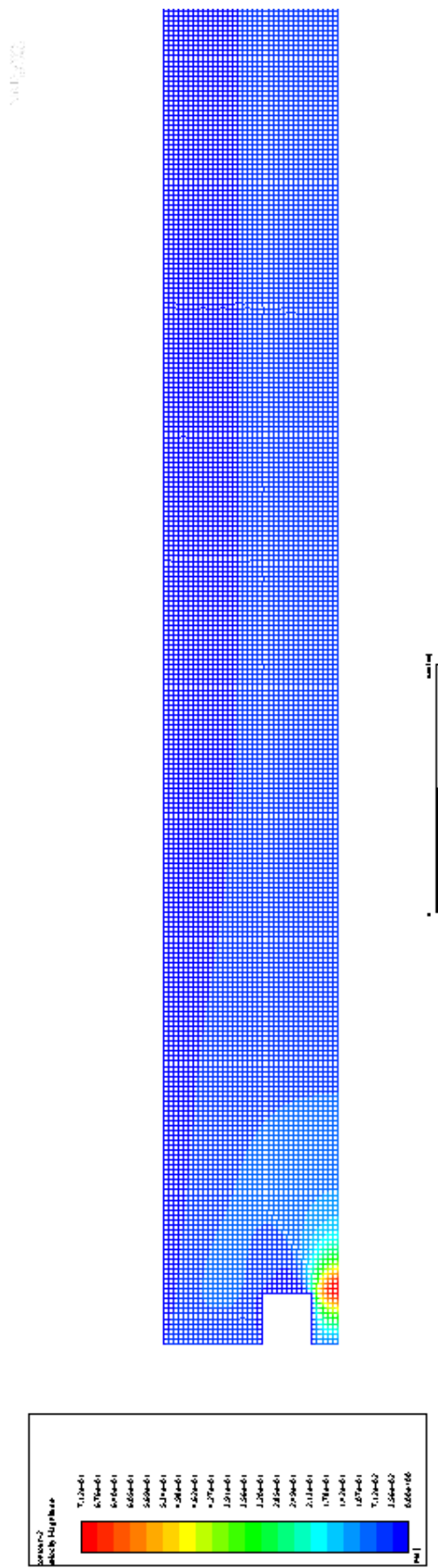


Рис. 3.4. Поле швидкостей для випробування №2.

SolidWorks

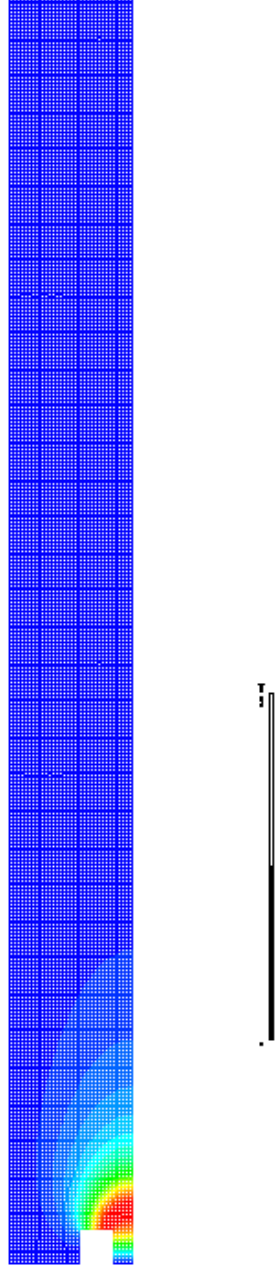
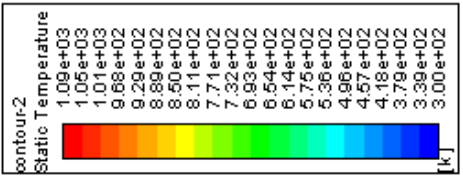


Рис. 3.5. Температурне поле для випробування №3.

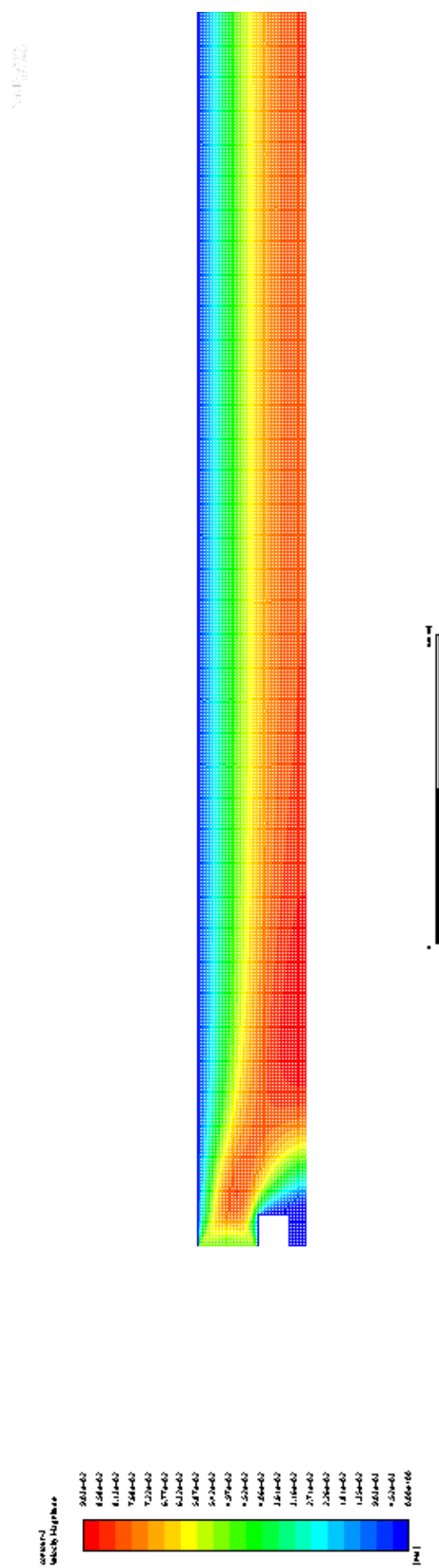


Рис. 3.6. Поле швидкостей для випробування №3.

3.2 Моделювання горіння попередньо перемішаної суміші метану та кисню.

Було проведено обчислення для двох наборів вхідних параметрів, які наведено в Таблиці 3.2.

	№1а	№2а
Температура суміші на вході, К	300	300
Коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/м ² ·К	10	10
Температура за стінкою, К,	800	800
Швидкість входу суміші, м/с,	0,05	0,1
Коефіцієнт надлишку палива	1	0,8

Обраховані температурні поля та розподіли концентрації NO_x для обох випадків:

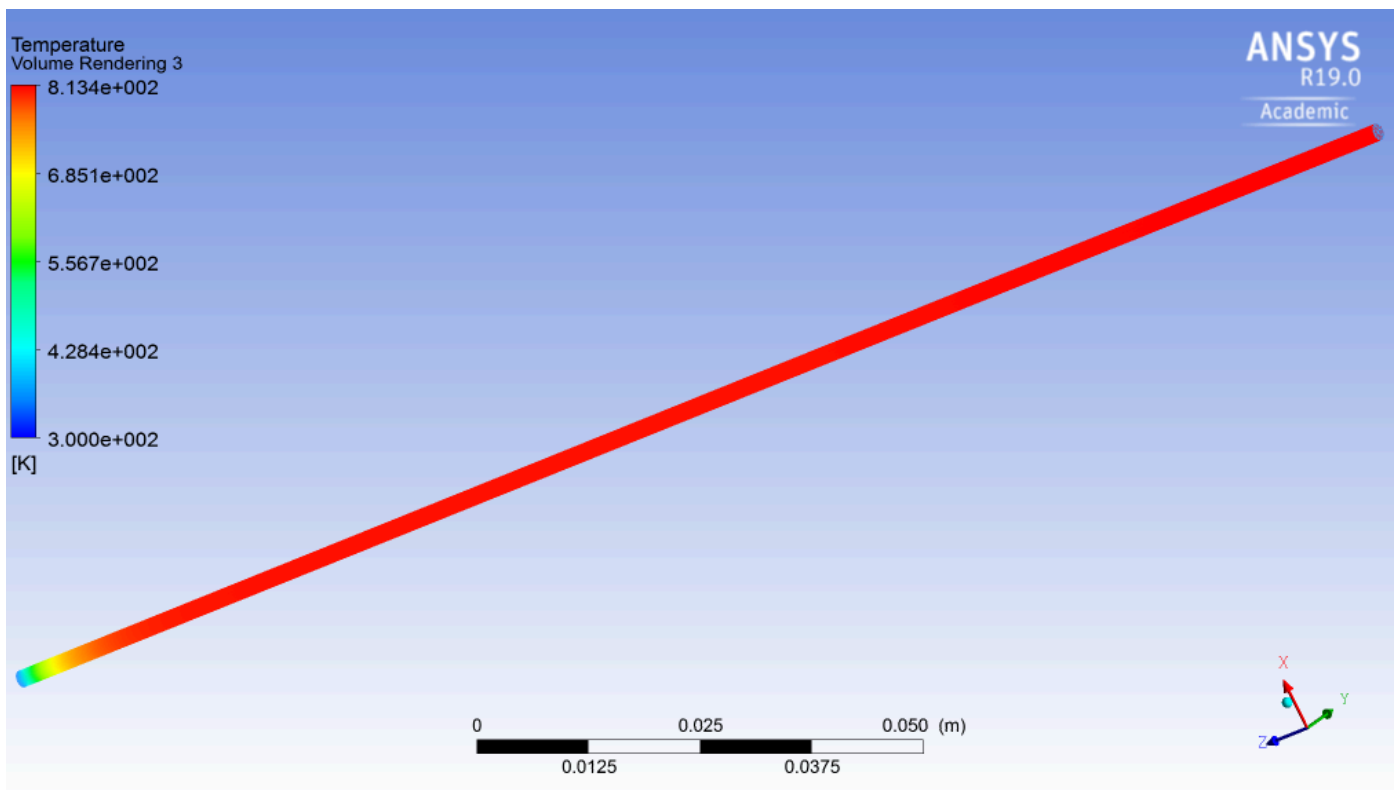


Рис. 3.8. Температурне поле для випробування №1а.

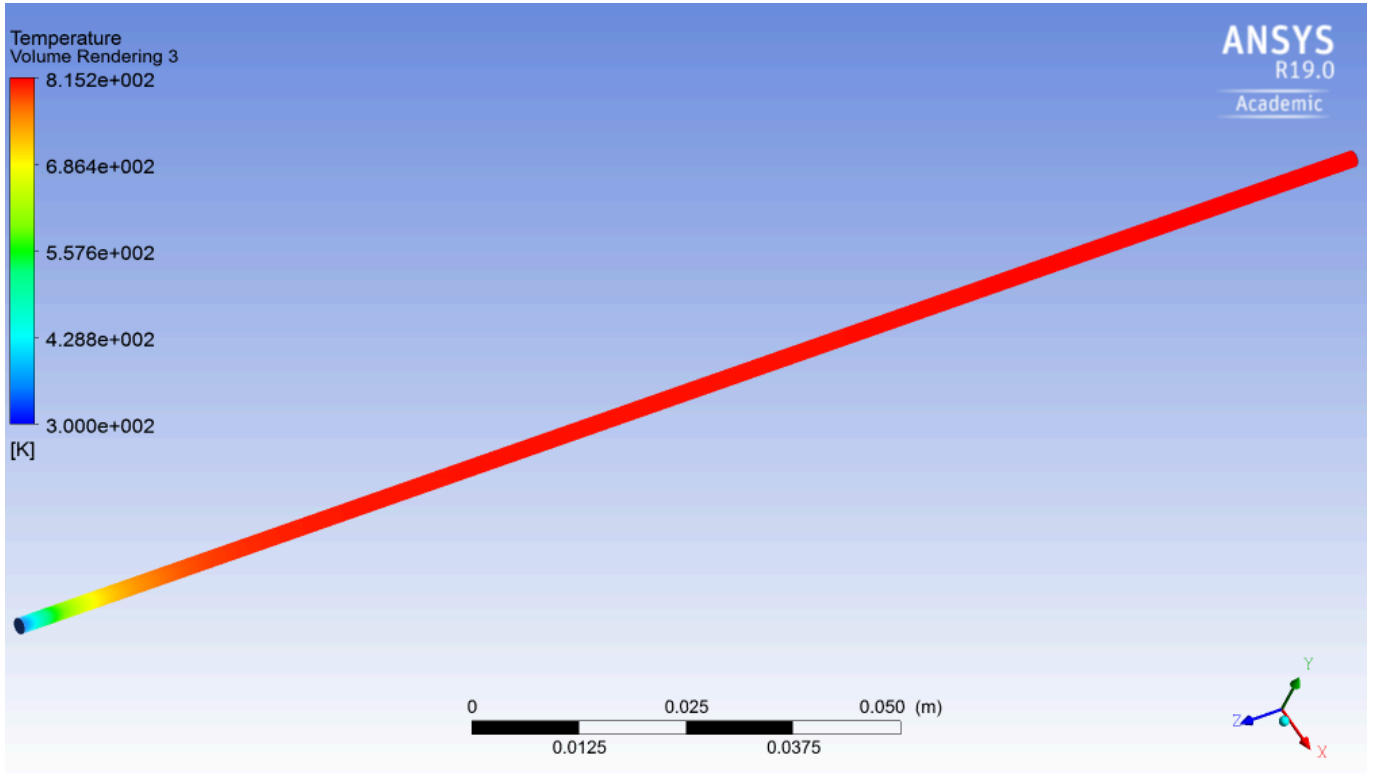


Рис. 3.7. Температурне поле для випробування №2а.

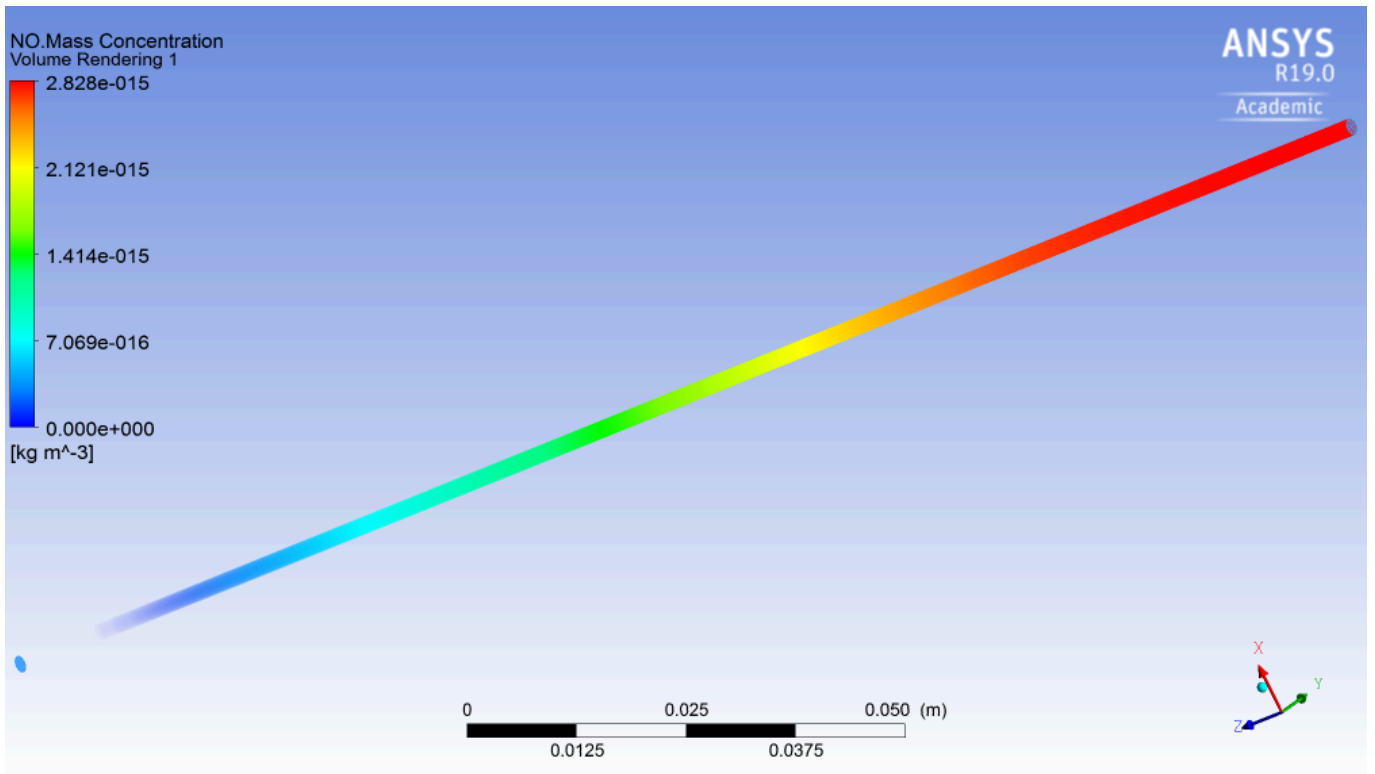


Рис. 3.9. Розподіл концентрації NO_x для випробування №1а.

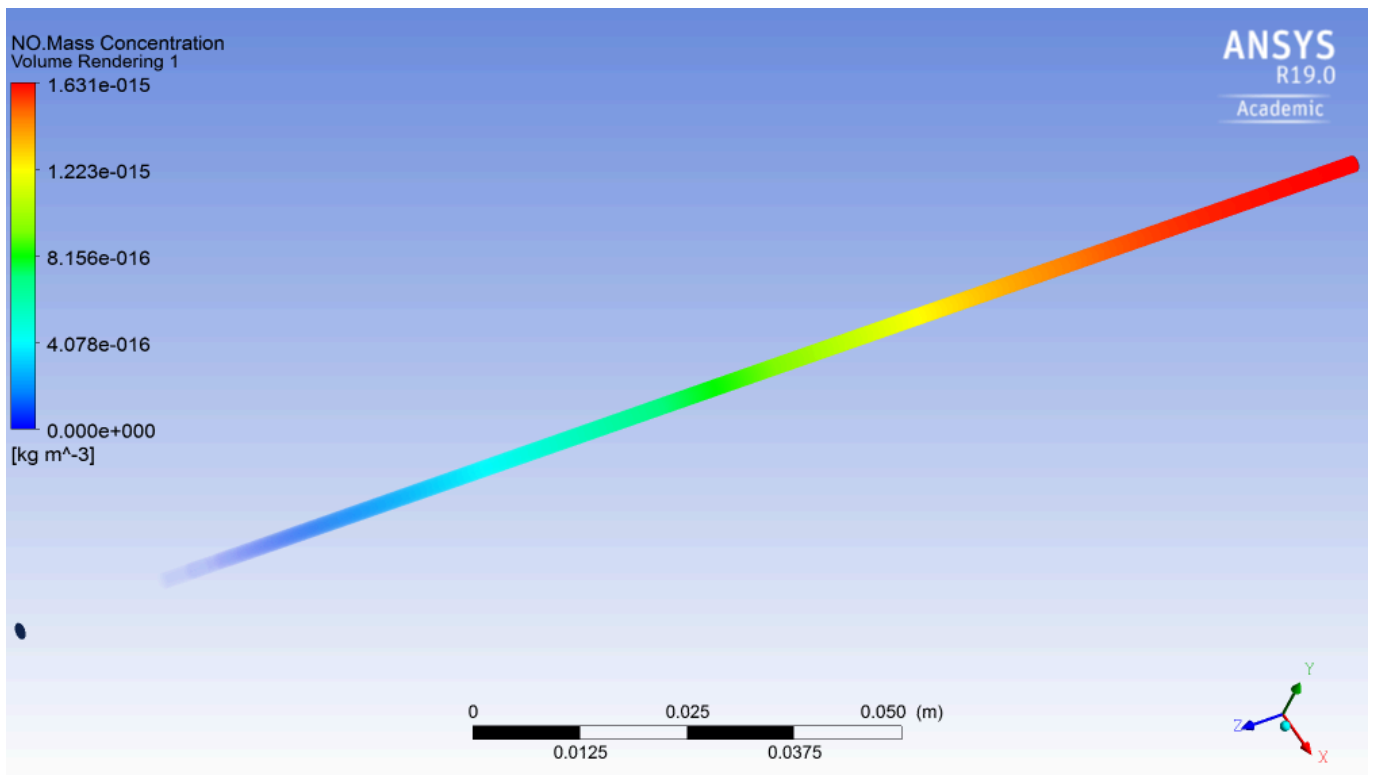


Рис. 3.10. Розподіл концентрації NO_x для випробування №2а

3.3 Аналіз отриманих результатів

Коли заходить мова про спалювання газу в мікросистемах, перше що спадає на думку – спробувати просто перемасштабувати звичну систему до відповідних зменшених розмірів. Один з класичних прикладів прострою для отримання енергії при спалюванні палива – камера згорання, в яку через основні отвори подається окислювач, а через невеликі сопла – паливо. Власне, це і лягло в основу першої моделі (пункт 2.1). Отримані результати (наведені в пункті 3.1) показують, що полум'я доволі швидко затухає, а продукти реакції мають низьку температуру на виході, що цілком очікувано. Специфіка організації процесу горіння в мікроканалі полягає в тому, що через малі розміри каналу втрати тепла через велику площу бічної поверхні (у порівнянні з площею поперечного перерізу) перевищують виділення тепла в об'ємі реакції. При чому швидкість вдуву як палива, так і повітря не впливає на відстань, на якій полум'я затухає, а лише підвищує максимальну

температуру полум'я. Це можна пояснити тим, що втрати тепла через стінки на декілька порядків вищі, ніж виділення його під час реакції. До того ж, така конфігурація потребує більш складного виготовлення і наявності двох резервуарів для зберігання реагентів, а також насосів, що будуть забезпечувати потрібну їх витрату. А це суперечить основним критеріям для таких систем – портативність, легкість, висока густина енергії. Отже, такий варіант системи не підходить для спалювання палива та отримання енергії для потреб мікрмасштабних систем.

Якщо піти шляхом усунення даних недоліків, то очевидним стає перехід до систем, в яких паливо та окислювач попередньо перемішані. Суттєвою перевагою таких систем буде зменшення їх розмірів за рахунок тільки одного резервуара та зменшення кількості додаткового обладнання. Проте, щоб ініціювати горіння такої суміші та запобігти затуханню такого полум'я, необхідно постійно передавати теплоту до суміші, щоб вона постійно була при температурі займання. Саме таку модель описано в пункті 2.2 та приведено результати її обчислень в пункті 3.2. Результати показують, що організувати горіння в такій системі можна. Але коефіцієнт корисної дії такого пристрою буде низьким, адже для того, щоб процес відбувався, треба затрачувати додаткову теплоту.

Одним з варіантів вирішення даної проблеми є використання систем з регенерацією тепла, зокрема спіралевидних каналів, які реалізовані в пальниках типу Swiss Roll, один з варіантів яких було побудовано в пункті 2.3. Холодні продукти реакції надходять в центр, які буде достатньо запалити один раз, та гарячі продукти реакції, які прямують до виходу, підігріватимуть свіжу суміш. Таким чином теплота буде підводитися до реагентів без зовнішніх затрат. Тому предметом подальших досліджень будуть саме такі системи.

3.4. Висновки до розділу 3.

В розділі наведено результати обчислень моделей, що описані в розділі 2.

Наведено отримані температурні поля та інші параметри, проаналізовано переваги та недоліки кожної з них.

ВИСНОВКИ

Робота присвячена дослідженню та комп'ютерному моделюванню процесу горіння метану та кисню в мікроканалах.

Було проведено аналіз попередніх напрацювань в даній області та на базі цього сформовано три різних підходи до отримання енергії з метану при спалюванні, які стали основою для розроблених та реалізованих в цій роботі моделей. Отримані результати показали переваги та недоліки таких систем.

В процесі моделювання каналу, в якому спалюється метан шляхом його інжектування в мікромасштабну камеру згорання, було показано за допомогою моделі горіння EDM для турбулентного горіння, що через затухання в зв'язку з втратами тепла з полум'я, а також в зв'язку з ламінаризацією потоку через великі вязкісні сили, складністю виготовлення, великими розмірами та необхідністю використання додаткового обладнання такий підхід не є доцільним.

Також було досліджено та обраховано процес горіння попередньо перемішаної суміші газів в мікроканалі. Розрахована модель показує, що така система має ряд переваг і недоліків, серед яких можливість організації стабільного горіння, але зменшення коефіцієнта корисної дії через потребу у підведенні теплоти в суміш.

Одним з варіантів вирішення даної проблеми є використання систем з регенерацією тепла, зокрема спіралевидних каналів, які реалізовані в пальниках типу Swiss Roll. Після аналізу процесу, що в них протікає, та вивчення досліджень цього процесу, виявлено, що така система потенційно є найефективнішою при поставлених цілях. На базі сформовано підґрунтя для подальших досліджень та побудовано геометричну модель такої системи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Personal power systems / D. Dunn-Rankin, E. Leal, D. Walther. // Progress in Energy and Combustion Science. – 2005. – №31. – P. 42–65.
2. Fernandez-Pello A. Micropower generation using combustion: issues and approaches. // Proceedings of the Combustion Institute. – 2002. – №29. – p. 88–99.
3. Kang K, Meng YS, Breger J. Electrodes with high power and high capacity for rechargeable lithium batteries // Science. – 2006. – №311. – P. 57–63.
4. Davy H. Some researches on flame / H. Davy. // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. – 1817. – P. 45–76.
5. Epstein A. H. Micro-heat engines, gas turbines, and rocket engines / A. H. Epstein, S. D. Senturia, O. Al-Midani. // 28th Fluid Dynamics Conference. – 1997.
6. A sixwafer combustion system for a silicon micro gas turbine engine / Mehra A., Zhang X., Ayon A.A. et al.]. // 9. – 2000. – №5. – P. 17–27.
7. Yang W. MEMS free-piston knock engine / Yang W.. // 28th international symposium on combustion. – 2000.
8. Aichlmayr H.T. Miniature free-piston homogeneous charge compression ignition engine-compressor concept Part I: performance estimation and design considerations unique to small dimensions / Aichlmayr H.T., Kittelson D.B., Zachariah M.R. // Chemical Engineering Science. – 2002. – №57. – P. 61–71.
9. Micro internal combustion swing engine (MICSE) for portable power generation systems / Dahm W.A., Ni J., Mayor R. et al.. // 40th AIAA aerospace sciences meeting and exhibit. – 2002.
10. Annen K.D., Stickler D.B. and Keabian P.L.. Miniature generator.// US Patent. - 2002. -№ 664250.
11. Weinberg F.J. The first half-million years of combustion research and today's burning problems. // Symposium (International) on combustion. - 1975. - № 15(1). – P. 1-17.
12. Lloyd S.A., Weinberg F.J. A burner for mixtures of very low heat content. // Nature. – 1974. - №251. – P. 54-70.

13. Jones A.R., Lloyd S.A., Weinberg F.J. Combustion in heat exchangers. // Proceedings of the Royal Society of London. – 1978. - № 360. – P. 97-115.
14. Ronney P.D. Analysis of non-adiabatic heat-recirculating combustors. // Combustion and Flame. - 2003.- №35(4). - P. 21-39.
15. Ju Y, Choi C.W. An analysis of sub-limit flame dynamics using opposite propagating flames in mesoscale channels.// Combustion and Flame. - 2003.- №133(4). - P. 83-93.
16. Vican J., Gajdeczko B.F., Dryer F.L. Development of a microreactor as a thermal source for microelectromechanical systems power generation. // Proceedings of the Combustion Institute. - 2003. - №29(1). – P. 9-16.
17. Sitzki L., Borer K., Wussow S., et al. Combustion in microscale heat-recirculating burners.// 39th aerospace sciences meeting and exhibit, AIAA-2001-1087. - 2001.
18. Warneke B. et al. Computer Magazine.// IEEE. – 2001.- P. 44-51
19. Epstein A.H. et al. Power MEMS and Microengines.// Proc. of the IEEE Transducers '97 Conference. - 1997.
20. Зельдович Я., Б. Теория распространения тихого пламени // Журнал Экспериментальной и Теоретической Физики. – 1941. – Т. 11, № 1. – С. 159-168.
21. Tang, W. Micro Power Generation (MPG).// DARPA MTO Program, BAA 01-09. – 2001.
22. Madou M. Fundamentals of Microfabrication.// CRC Press. - Boca Raton. -1997.
23. Cooley, B, Walther, D. and Fernandez-Pello, A.C. Exploring the Limits of Microscale Combustion// 1999 Fall Technical Meeting, Western States Section/Combustion Institute, Irvine. – 1999.
24. Peterson R.B. and Hatfield J.M. A Catalytically Sustained Microcombustor Burning Propane// International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE). – 2001.
25. Masel R. and Shannon. M. Patent # US06193501 (2001)
26. Sirignano, W.A., Pham, T.K. and Dunn-Rankin. Miniature Scale Liquid Fuel Film Combustor // Proceedings of the Twenty-Ninth International Symposium on

- Combustion, July 21-26, 2002, Sapporo, Japan (accepted) 2005. — V. 31. — P. 422–465.
27. Lloyd S. A. Combustion in double spiral burners // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. – 1994. – № 7. – P. 1809-1816.
28. Замащиков В., В. Особенности горения пропано- и водородовоздушных смесей в узкой трубке // *Физика горения и взрыва*. – 1997. – Т. 33, № 6. – С. 14-21.
29. Замащиков В., В. О горении газа в узкой трубке // *Физика горения и взрыва*. – 2000. – Т. 36, № 2. – С. 22-26.
30. Sudarshan Kumar, Kaoru Maruta and S Minaev. Experimental investigations on the combustion behavior of methane–air mixtures in a micro-scale radial combustor configuration. // *JOURNAL OF MICROMECHANICS AND MICROENGINEERING*. – 2007. - J. Micromech. Microeng. 17 – P. 900–908.
31. Zafar Namazian, Heidar Hashemi, Jafar Namazian. Combustion in micro channel investigating the effect of wall thermal conductivity of micro-channels on flame stability. // *International Journal of Science, Technology and Society*. – 2015. - 3(1) - P24-27.
32. Зельдович Я.Б. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович, Г.М. Махвиладзе. – М.: Наука, 1980.– 478 с.
33. Matalon M. Intrinsic Flame Instabilities in Premixed and Nonpremixed Combustion / M. Matalon // *Annual Review of Fluid Mechanics*. – 2007. – V. 39. -P. 163-91.
34. Гришин А.М. Исследование диффузионно-тепловой неустойчивости ламинарных пламен / А.М. Гришин, В.Н. Берцун, В.М. Агранат // *Доклады АН СССР*. – 1977. – Т. 235, № 3. – С. 550-553.
35. Алексеев Б.В. Физическая газодинамика реагирующих сред / Б.В. Алексеев, А.М. Гришин. – М.: Высш. шк., 1985. – 464 с.
36. Алдушин А.П. О тепло-диффузионной неустойчивости стационарного фронта горения / А.П. Алдушин, С.Г. Каспарян // *Доклады АН СССР*. –1979. – Т. 244, № 1. – С. 67-70.

37. Шрагер Э.Р. Сравнительный анализ результатов решения задачи о диффузионно-тепловой неустойчивости пламени / Э.Р. Шрагер, И.М. Васенин, К.О. Сабденов // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308, № 6. – С. 28-33.
38. Akkerman V. Flame oscillations in tubes with nonslip at the walls / V. Akkerman, V. Bychkov, A. Petchenko and Lars-Erik Eriksson // Combustion and Flame. – 2006. – V. 145, № 4. – P. 675-687.
39. Kurdyumov V.N. Dynamics of premixed flames in a narrow channel with a step-wise wall temperature / V. N. Kurdyumov, G. Pizza, C. E. Frouzakis, J. Mantzaras // Combustion and Flame. – 2009. – V. 156, № 11. – P. 2190-2200.
40. Марута К. Особенности горения газа в узком нагретом канале / К. Марута, Дж. К. Парк, К. С. Ох и др. // Физика горения и взрыва. – 2004. – Т. 40, № 5. – С. 21-29.