

О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. О. МИХАЙЛОВА**CFD ПРОЕКТУВАННЯ ПАЛЬНИКА КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА В СИСТЕМІ ОСВІТИ
МАГІСТРІВ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ**

Для розвитку навичок CFD проектування і розуміння процесів горіння у майбутніх фахівців теплофізичних спеціальностей проведено роботу моделювання пального пристрою котла-утилизатора КУП-70-4,0-440, що працює у складі енергоблоку на ВАТ «Рубежанський картонно-тарний комбінат» в місті Рубіжне. В процесі побудови геометричної моделі враховано вплив гідрравлічного опору на потік колекторів, що подає і роздає. Для спрощення розрахунків задача виконувалась в двовимірній, вісисиметричній постановці. Аналізуючи розрахункові моделі горіння, обрано модель Non-Premix Combustion, яка дозволила врахувати вхід палива і окислювача в зону реакції двома різними потоками, а також турбулентне дифузійне розповсюдження полум'я. Було досліджено шість варіантів моделей: перші три варіанти з жаровою трубою з суцільним диском, наступні три варіанти мали палиник з несучим диском. В результаті дослідження було обрано оптимальну форму палиника, що забезпечила найякісніший процес горіння, про що свідчить найвища температура факела, і найменша температура біля диску. Проведене дослідження дає майбутнім магістрам навички моделювання процесів горіння в енергетичному обладнанні.

Ключові слова: котел-утилизатор, газова турбіна, паливний пристрій, процес горіння, палиник, окислювач, паливо, розрахункова модель горіння.

А. И. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВИНЕНКО, И. А. МИХАЙЛОВА**CFD ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГОРЕЛКИ КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА В СИСТЕМЕ
ОБРАЗОВАНИЯ МАГИСТРОВ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ**

Для развития навыков CFD проектирования и понимания процессов горения у будущих специалистов теплофизических специальностей проведена работа по моделированию горелочного устройства котла-утилизатора КУП-70-4,0-440, которая работает в составе энергоблока на ОАО «Рубежанский картонно-тарный комбинат» в городе Рубежное. В процессе построения геометрической модели учтено влияние гидравлического сопротивления на поток подающего и раздающего коллекторов. Для упрощения расчетов задача выполнялась в двумерной, осесимметричной постановке. Анализируя расчетные модели горения, выбрана модель *Non-Premix Combustion*, которая позволила учесть вход топлива и окислителя в зону реакции двумя различными потоками, а также турбулентное диффузионное распространение пламени. Было исследовано шесть вариантов моделей: первые три варианта с жаровой трубой со сплошным диском, следующие три варианта, имели горелку с не сплошным диском. В результате исследования было выбрано оптимальную форму горелки, которая обеспечивает качественный процесс горения, о чем свидетельствует высокая температура факела, и наименьшая температура у диска. Проведенное исследование дает будущим магистрам навыки моделирования процессов горения в энергетическом оборудовании.

Ключевые слова: котел-утилизатор, газовая турбина, топливное устройство, процесс горения, горелка, окислитель, топливо, расчетная модель горения.

A. TARASOV, O. LYTVYENKO, I. MYHAYLOVA**CFD DESIGN OF WASTE HEAT BOILER BURNER IN THE EDUCATION SYSTEM OF
MASTERS HEAT ENGINEERING SPECIALTIES**

Modern CFD methods for calculating combustion processes make it possible to take into account changes in temperatures, heat loads, rates of coolants, as well as further changes in fuel quality. To develop the skills of CFD design and understanding of combustion processes among future specialists in thermophysical specialties, work was carried out to simulate the burner device of a waste heat boiler. For the study, the design of the gas burner of the waste heat boiler RB-70-4.0-440, which operates as a part of the power unit at the LLC "Rubezhansky Cardboard and Container Plant" in the city of Rubezhnoe, was selected. When constructing a geometric model, the hydraulic resistance to the flow of the supply and distribution manifolds was taken into account. To simplify the calculations, the problem was carried out in a two-dimensional, axisymmetric formulation. Analyzing the computational combustion models, the Non-Premix Combustion model was chosen, which made it possible to take into account the entry of fuel and oxidizer into the reaction zone by two different flows, as well as turbulent diffusion flame propagation. Six variants of models were investigated: the first three variants with a flame tube with a solid disc with diameters of 32, 48, 56 mm, the next three variants, had a burner with a discontinuous disk 32 mm in diameter at a distance of 6, 16, 32 mm from the flame tube. As a result of the research, the optimal shape of the burner was chosen, which corresponds to model 4, and provides a high-quality combustion process, as evidenced by the high temperature of the torch and the lowest temperature at the disk. The conducted research gives future masters the skills of modeling combustion processes in power equipment.

Key words: waste heat boiler, gas turbine, fuel device, combustion process, burner, oxidizer, fuel, computational combustion model.

Вступ

Техніка теперешнього часу характеризується зростанням теплових навантажень, температур, швидкостей теплоносіїв і інших параметрів. У зв'язку з постійним збільшенням енергоспоживання, а отже, нарощуванням потужностей, і зменшенням запасів органічного палива у всьому

світі, що приводить до зростання цін на нього, підвищення коефіцієнта корисної дії теплових машин на сьогоднішній день є дуже важливою задачею. Не менш важливим аспектом є екологія. Вкрай необхідно максимально понизити шкідливу дію на навколишнє середовище. Все це висуває більш жорсткі вимоги перед розробниками і проектувальниками. Задоволення цих вимог

можливо при більш ретельному розгляді всіх процесів, що проходять в енергетичних установках, а це веде до складніших обчислень процесів течії рідин і газів, процесів горіння тощо [1, 2].

У зв'язку з цим комп'ютерне моделювання при проектуванні, наприклад, парових і газових турбін стало обов'язковим правилом і в сертифікаційних документах цих машин вказується частина елементів турбін, для яких були виконані 3D CFD аеродинамічні дослідження. Робота всіх елементів газо-турбінних двигунів в даний час підтверджується 3D аеродинамічним моделюванням, в стаціонарних газових і парових турбінах проводиться часткове моделювання.

Серед всіх аеродинамічних процесів найбільш складним є процес горіння. Тому в практиці проектування пальників для різних пристроїв в енергетиці для спалювання газу і твердого палива 3D CFD моделювання виконується досить рідко. Цьому сприяє також недостатній рівень знань фахівців, що працюють в області енергетики. Для виправлення цього становища необхідно в програмах магістрів енергетичних спеціальностей передбачити CFD моделювання для проектування енергетичних установок. У зв'язку з цим в даній роботі викладається досвід проектування паливкового пристрою котла-утилізатора, який дозволив розкрити детальну картину горіння [2, 3].

Мета роботи

З метою навчання магістрів теплофізичних спеціальностей ставилося завдання CFD проектування пальника для спалювання метану в котлі утилізаторі.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані і вирішені наступні завдання:

- визначення об'єкту дослідження і обґрунтування вибору тієї його частини, моделювання процесів в якій дозволяє судити про роботу об'єкта в цілому;
- обґрунтування спрощення форми об'єкту з метою моделювання процесів в вісисиметричній постановці;
- обґрунтування використання моделі горіння;
- аналіз процесів горіння і вибір оптимальної форми пальника, що забезпечить повноту згорання метану і прийнятний температурний режим жарової труби.

Розрахункова модель

Щоб правильно проводити дослідження або розрахунок будь-якого елемента установки, необхідно, в першу чергу, правильно визначити розрахункову модель. З огляду на те, що часто буває

досить складно, а іноді і не можливо охопити в повному обсязі необхідний об'єкт через брак обчислювальних потужностей, тому є доцільним виділення спрощеної моделі. Але цей процес досить складний, оскільки обрана модель повинна з необхідною і якомога більшою точністю відображати властивості і фізику процесів у реальному об'єкті. Для цього необхідно досить ретельно вибирати геометрію і спосіб задавання граничних умов.

Дана робота передбачає дослідження роботи газового паливника котла утилізатора КУП-70-4,0-440, що працює у складі енергоблоку на ВАТ «Рубежанський картонно-тарний комбінат» в місті Рубіжне і можливі шляхи його модернізації. Схема оригіналу паливника представлена на рис. 1.

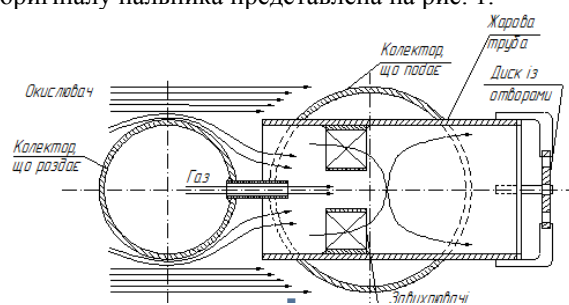


Рис. 1 – Схема паливника

Жарова труба паливника вварена до колектору газу, чим забезпечується її кріплення. Газ, що подається в колектор, забезпечує охолодження жарової труби, оскільки має більш низьку температуру. З колектору газ потрапляє в розподільний колектор, звідки через газовий штуцер витікає всередину паливника зі швидкістю 121 м/с. Зовні паливник обтікають гази з газової турбіни, які грають роль окислювача. Окислювач втягується всередину жарової труби за допомогою ежекції від газового струменя. Усередині жарової труби встановлені лопатки, які закручують потік, сприяючи кращому перемішуванню палива і окислювача, а, отже, і кращому процесу горіння. На виході з жарової труби встановлена аеродинамічна перешкода у вигляді диска, при обтіканні якого утворюються вихрові зони, що забезпечують додаткове перемішування. Отвори в диску призначені для того, щоб віднести полум'я на деяку відстань від диска, оскільки температури газу перевищують 1200 °С. Таку температуру матеріал диска не витримує, що приводить до прогорання диска і частих дорогих ремонтних робіт.

Після того, як створена геометрія моделі, необхідно нанести розрахункову сітку. Для цього потрібно в першу чергу визначити області, які підлягають обчисленню. Це представлено на рис. 2.

Спочатку, покладаючись на початкові дані (швидкість потоку окислювача на вході в жарову трубу постійна і дорівнює 20 м/с), для дослідження

була виділена *модель 1*, яка представлена на рис. 3. Для спрощення розрахунків було ухвалено рішення розглядати не тривимірну, а двовимірну, вісісиметричну задачу.

Розрахункова *модель 1*, представлена на рис. 3 була використана проектувальниками при розробці пальника. Вважалося, що швидкість окислювача постійна по радіусу жарової труби (20 м/с) і встановлюється за рахунок ежекції від струменя газу, що витікає із швидкістю 121 м/с.

При цьому абсолютно не враховувався гідравлічний опір, утворений газовими колекторами, і, відповідно, їх вплив на потік. Але необхідно було перевірити можливість використання даної моделі. Таким чином, для порівняння була взята друга розрахункова *модель 2*, геометрія якої хоч і складніша, але враховує в деякій мірі вплив колекторів, що подає і роздає. Ця модель представлена на рис. 4.

Як видно, характер течії на вході в жарову трубу значно відрізняється від попередньої моделі. Тут потік не рівномірний, за колекторами чітко видно застійні зони, з чого можна зробити висновки, що зміна швидкості потоку по радіусу жарової труби досить істотна. Таким чином, використання першої моделі не бажано.

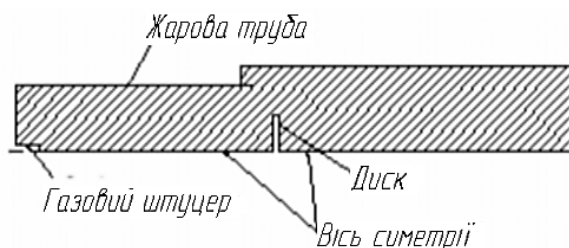


Рис. 2 – Розрахункова область моделі

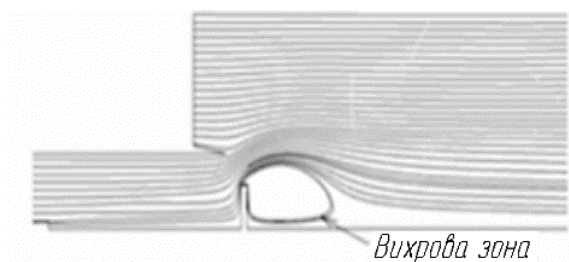


Рис. 3 – Розрахункова *модель 1*, без врахування гідравлічного опору колекторів на потік

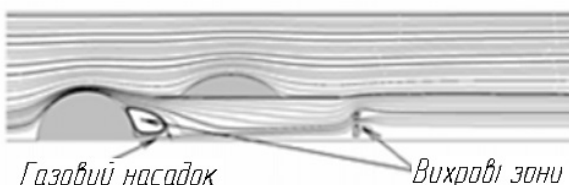


Рис. 4 – Розрахункова *модель 2*, яка враховує гідравлічний опір колекторів на потік

Модель 2 все ж таки має свої недоліки. З огляду на те, що розв'язується не тривимірна, а двовимірна вісісиметрична задача, то розподільчий колектор представляється не циліндром, як це є насправді, а кулею. Якщо радіус кулі дорівнюватиме радіусу циліндра, то опір кулі буде менше. Отже, для максимально можливого наближення до реальності необхідно замінити циліндр кулею більшого радіусу. Для цього були зроблені припущення, що характер обтікання циліндра є близьким до обтікання кулі того ж об'єму, що і циліндр. Колектор, що подає залишаємо без змін, оскільки його вплив не суттєвий.

Таким чином була отримана початкова модель для розрахунків. Наступним етапом задамо граничні умови.

Згідно початковим даним, на вході задаємо швидкість потоку окислювача 20 м/с і температуру 638 К. Швидкість витікання газу зі штуцера 121 м/с і температуру 423 К. На виході задаємо тиск, що дорівнює тиску в котлі $1,04 \cdot 10^5$ Па. Всі подальші розрахунки проводитимуться без урахування теплообміну зі стінками.

Моделі горіння

Розглянемо модель *Non-Premixed Combustion*, яка повністю відповідає нашим вимогам.

В моделі *Non-Premixed Combustion* паливо і окислювач входять в зону реакції двома різними потоками, на відміну від *Premixed* моделі, в якій реагенти змішані на молекулярному рівні перед процесом горіння. Приклади застосування моделей *Non-Premixed* включають горіння метану, розпилювальні вугільні печі, та дизельні двигуни внутрішнього згоряння. Тут передбачається, що вся термохімія процесу може бути зведена до єдиного параметра – частки суміші f . Частка суміші є масовою часткою, яка виділена з паливного потоку. Іншими словами, це – місцева масова частка спалених і неспалених паливних елементів потоку (C, H тощо) у всіх різновидах (CO_2 , H_2O , O_2 тощо). Такий підхід витончений, тому що атомні елементи укладені в хімічних реакціях. У свою чергу, частка суміші – консервативна скалярна величина, і тому його управляюче транспортне рівняння не має початкових меж. Процес горіння спрощується і зводиться до проблеми змішування. Після того, як відбулося змішування, система може бути змодельована як така, що знаходиться в хімічній рівновазі, або біля хімічної рівноваги з деякою ламінарною моделлю "*Flamelet*" [5, 6].

Non-Premixed вирішує рівняння руху для одного або двох консервативних скалярів. Рівняння для індивідуальних елементів не розв'язуються. Натомість, концентрації окремих елементів задаються в пайовому співвідношенні від всієї суміші.

Non-Premixed підхід був створений для моделювання турбулентного дифузійного розповсюдження полум'я з великою швидкістю течії хімічних реакцій. *Non-Premixed* модель дозволяє передбачити проміжні елементи, ефекти роз'єднання, і точні турбулентно-хімічні зв'язки. Але цей підхід застосовується в тому випадку, якщо, по-перше, потік турбулентний, по-друге, система реакції включає потоки палива та окислювача, і, нарешті, хімічна кінетика повинна бути такою швидкою, щоб потік знаходився в хімічній рівновазі або близько до неї. Основою *Non-Premixed* підходу моделювання є те, що під деяким набором спрощень, миттєвий термохімічний стан рідини пов'язаний з консервативною скалярною величиною, відомою як частка суміші f . Частка суміші може бути записана у вигляді атомної масової частки як

$$f = \frac{z_i - z_{i,ox}}{z_{i,fuel} - z_{i,ox}}, \quad (1)$$

де z_i – елементна масова частка для деякого елемента i , нижній індекс ox означає значення на вході потоку окислювача, а нижній індекс $fuel$ палива означає значення на вході потоку палива.

Якщо коефіцієнти розповсюдження для всіх елементів рівні, то рівняння (1) ідентичне для всіх елементів, і визначення частки суміші унікальне. Частка суміші, таким чином, є елементною масовою часткою, яка виділена з паливного потоку. Ця масова частка включає всі елементи паливного потоку, включаючи інертні компоненти типу N_2 , і будь-які компоненти окислення, змішаних з паливом, типу O_2 .

Сума всіх часток суміші в системі (паливо і окислювач) завжди дорівнює 1:

$$f_{fuel} + f_{ox} = 1. \quad (2)$$

Таким чином, знаючи деяку величину f можна обчислити будь-яку концентрацію окремого елемента суміші [5–7].

Початкові параметри палива та окислювача

Оскільки окислювачем є скидні гази газової турбіни, то його склад відрізняється від повітря. Зрозуміло, що зміст кисню буде нижчим, оскільки частина його згоріла в камері згоряння газової турбіни. До того ж гази, що відходять, містять деяку концентрацію оксидів азоту NO_x , які допалюються в котлі-утилізаторі, що приводить до зниження шкідливих викидів.

Відсотковий склад окислювача представлений в таблиці 1.

Таблиця 1 – Склад окислювача

N_2	CO_2	H_2O	O_2
73,9 %	6 %	3 %	16,2 %

До того ж температура окислювача після газової турбіни дорівнює $365^\circ C$. Також окислювач має деяку швидкість, яка за допомогою шибєрів на вході в жарову трубу пальника дорівнює 20 м/с. Паливом є газ метан CH_4 . Спочатку температура газу, що подається до колекторів, дорівнює $20^\circ C$. В паливній пристрої він подається вже з середньою температурою $150^\circ C$. Це пояснюється тим, що природний газ служить не тільки паливом, але і охолоджувачем жарових труб.

Дослідження та оптимізація конструкції пальника

В процесі пошуку оптимальної конструкції пальника був виконаний аналіз шести його моделей, які відрізнялися діаметром диска-розсікача, його відстанню від вихідної кромки жарової труби, наявністю кільцевих щілин в диску. Останні, в рамках вісісиметричного підходу, моделювали в деякій мірі отвори в диску діаметром 8 мм, які були розташовані на деяких радіусах диска.

Зрозуміло, що априорі неможливо було визначити довжину зони горіння. Тому довжина розрахункової моделі була задана приблизно і дорівнювала 1,4 м. Очевидно, що довжина факелу могла перевищити при цьому довжину моделі, але це не важливо, оскільки аналіз повноти горіння можна було провести в вихідній кромці моделі.

Для ідентифікації паливних пристроїв дамо моделям порядкові номери. Моделі 1, 2, 3 мають конструкцію з суцільним диском, але різного діаметру, їх температурні поля представлені на рис. 5, 6, 7 відповідно.

Конструкцію моделей 4, 5, 6 виконано з несучільним диском одного діаметру, але відрізняються відстанню від жарової труби. Температурні поля представлені на рис. 8, 9, 10 відповідно.

Таблиця 2 – Варіанти розрахункових моделей

Модель	Діаметр диска D , мм	Відстань від жарової труби S , мм	Кільцеві отвори у диску
1	32	6	Немає
2	48	6	Немає
3	56	6	Немає
4	32	6	є
5	32	16	є
6	32	36	є

Розглянемо, як проходить процес горіння в моделі 1. Бачимо, що максимальні температури зупинилися на відмітці $1670^\circ C$, а факел має довжину близько 0,98–1,1 м. Довжина факела залежить від якості приготування горючої суміші. Перемішування палива з окислювачем в цій моделі більшою мірою відбувається завдяки вихровій зоні

за диском. Температури на поверхні диска в зоні вихорів досягають величин 1035 °С–1060 °С. Такі температури підвищують вимоги до жароміцності матеріалу для диска.

Зрозуміло, що для зменшення довжини факела необхідно забезпечити більш краще перемішування. Для цього була створена модель з диском збільшеного діаметра – *модель 2*, рис. 6. Призначення диска зі збільшеним діаметром полягало збільшити вихрову зону за ним. В результаті діапазон максимальних температур виріс від 1670 °С до 1715 °С. Це говорить про більш якісний процес горіння, оскільки відомо, що максимальні температури досягаються при повному згорянні горючих речовин. Але також збільшилися температури біля поверхні диска і склали 1150 °С–1210 °С. Не дивлячись на те, що була досягнута помітно краща якість процесу горіння, завдяки збільшенню вихрової зони, довжина факела знизилася не помітно і склала 0,9–0,97 м. Подальший ріст температури мав місце у *моделі 3* з суцільним диском, діаметр якого складає 0,056 м, рис. 7.

Температура тут досягнула відмітки 1800 °С, але при цьому не збільшилась температура на поверхні диска. Також зменшилася довжина факела до 0,75 м. Подальше збільшення діаметру диска не мало сенсу, так як це могло привести до значного гідравлічного опору і зниженню підсосу кисню до жарової труби.

Для спроби зняття високих температур з поверхні диска та зменшення гідравлічного опору була спроектована модель диска з отворами (*модель 4*, рис. 8). В диску було виконано 19 отворів діаметром 8 мм. Оскільки задача вісісиметрична і неможливо було промодельовувати отвори, то отвори були представлені кільцями. Площа кілець дорівнювала площі отворів (*модель 4.*). Максимальні температури встановилися в діапазоні 1820 °С.

Завдяки застосуванню отворів вдалося істотно знизити температури на поверхні диску до 860 °С практично по всій поверхні диска, тільки в самих крайніх точках на периферії температура досягла 1150 °С. При цьому не суттєво збільшилася довжина факела до 0,77–0,79 м, що пояснюється зниженням розмірів вихрових зон за диском.

Зрозуміло, що для зменшення довжини факела необхідно забезпечити більш якісне перемішування, та достатню кількість кисню. Для цього була створена модель пальника з несучильним диском, відстань якого складала 0,016 м від жарової труби. Чим більша відстань між диском та жаровою трубою, тим кращий процес ежекції кисню. Таким чином була створена *модель 5* пальника (рис. 9). Як ми бачимо, ця модель пальника гірша за попередню, оскільки максимальні температури знизилися, та встановилися на відмітці 1780 °С. Також збільшилася довжина факела від 0,79 м до 0,86 м, а температури на поверхні диска майже не змінилися. Це можна пояснити тим, що відстані

між диском та жаровою трубою *моделі 4* і *моделі 5*, мають не дуже велику різницю, а швидкість газу в цих зонах практично однакова, тому величини сили тертя газу стосовно диска, теж майже рівні.

Подальше збільшення відстані між диском і кромкою жарової труби до 0,036 м (*модель 6*) привело до ще гірших результатів (рис. 10).

Максимальна температура газу тут встановилася на рівні 1610 °С, це також найменша температура з усіх шести моделей. Дуже сильно збільшилася довжина факела до 1,2 м, що свідчить про неякісне горіння палива.

На рис. 11 зображено зміну температури газу уздовж вісі пальника для всіх шести моделей.

За цим графіком можна зробити висновок, що моделі з суцільним диском (*моделі 1, 2, 3*) мають високі температури біля диску. Збільшення діаметру, хоча і сприяє більш якісному процесу горіння, про що свідчить зростання температур факелу, але збільшує температуру біля диску до 1300 °С–1450 °С, що не вирішує основну проблему розробників газового пальника котла-утилизатора, а саме, збільшення строку експлуатації диску.

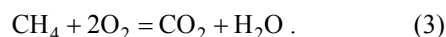
Моделі з несучильним диском (*моделі 4, 5, 6*) дають зниження температури біля диску, особливо *модель 4* до 860 °С. Також *модель 4* дає найбільше зростання температури горіння уздовж вісі пальника, що свідчить про якісне перемішування метану з повітрям.

На прикладі *моделі 6*, зі збільшенням відстані між диском і жаровою трубою, можемо бачити зменшення температури горіння, як біля диску, так і уздовж вісі пальника, що свідчить про неякісний процес горіння.

Оптимальна модель, якій відповідає найбільша температура уздовж вісі пальника, була досягнута завдяки моделі горілки з несучильним диском, та відстанню диска від жарової труби, яка дорівнює 0,006 м (*модель 4*). Очевидно, що чим більше температура горіння, тим краще було перемішування метану з повітрям. Але висока температура може привести до появи шкідливих газів типу NO_x. Тому в подальшому потрібно бути обережним до тенденції збільшення температури.

Аналіз концентрацій кінцевих продуктів згорання

В полум'ї газу основними випромінюючими компонентами є трьохатомні гази CO₂ та H₂O і зважені в них маленькі частки. Для більш точної оцінки процесу горіння проведемо аналіз конструкцій пальників на основі концентрацій кінцевих продуктів згорання. Як відомо кінцевими продуктами горіння метану є вода H₂O і вуглекислий газ CO₂.



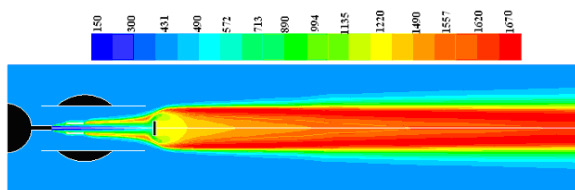


Рис. 5 – Жарова труба з суцільним диском,
 $D_{\text{диска}} = 0,032$ м (модель 1)

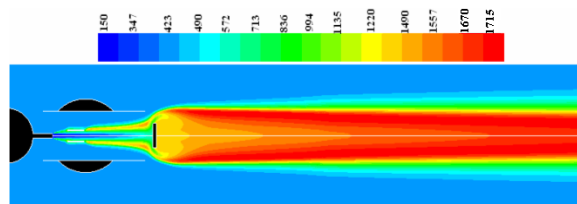


Рис. 6 – Жарова труба з суцільним диском,
 $D_{\text{диска}} = 0,048$ м (модель 2)

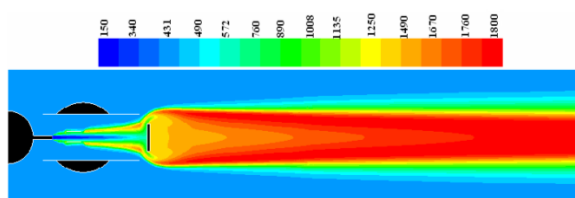


Рис. 7 – Жарова труба з суцільним диском,
 $D_{\text{диска}} = 0,056$ м (модель 3)

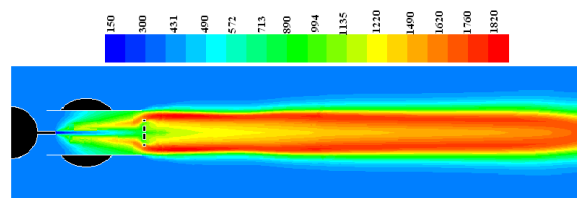


Рис. 8 – Пальник з несуцільним диском (модель 4)

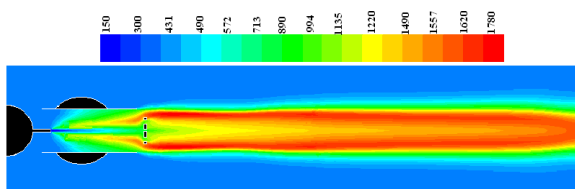


Рис. 9 – Пальник з не суцільним
диском (модель 5)

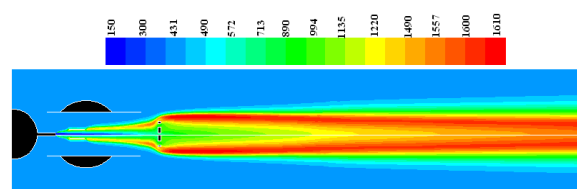


Рис. 10 – Пальник з не суцільним
диском (модель 6)

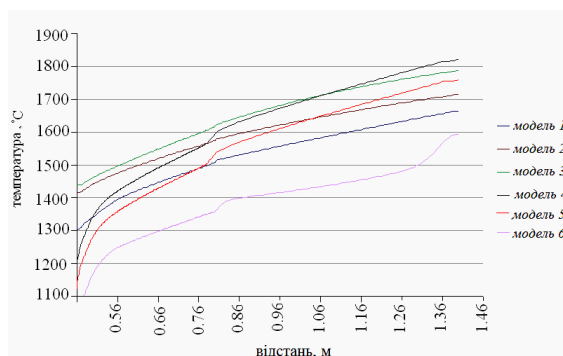


Рис. 11 – Розподіл температури
за диском уздовж вісі пальника

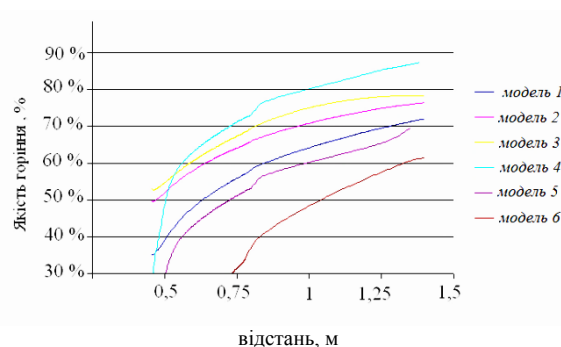


Рис. 12– Якість горіння по H_2O

Оцінку якості проведено в відсотковому вмісті кінцевих продуктів згоряння. Щоб оцінити якість не тільки в межах представлених моделей, а в більш широкому масштабі, віднесемо отримані результати до теоретичних.

Масова витрата природного газу залишається постійною і заданою. Змінюється тільки масова витрата окислювача, що поступає, і якість перемішування.

Вагове співвідношення також обчислюється дуже легко

$$16 + 64 = 44 + 36.$$

Знаючи витрату метану, з вищенаведеного співвідношення, легко визначити необхідну кіль-

кість окислювача, а також кількість продуктів згоряння за умови, що відбулося повне згоряння.

На рис. 12 зображено графік для H_2O . Концентрація продуктів згоряння зростає для всіх варіантів пальників на відстані від диска і до кінця розрахункової області.

Виключенням є пальник – модель 4. Криві вирівнюються на відмітці близько 87 %. Це свідчить про те, що процес горіння завершений. Той факт, що у випадку з H_2O не досягнута відмітка в 100 % пояснюється, по-перше, наявністю погрешності при розрахунках теоретичної витрати продуктів згоряння, по-друге, наявністю в окислювачі, окрім кисню, інших речовин, які також реагують з киснем, зокрема азот.

Невелике падіння концентрацій на відстані близько 100 мм від диска пояснюється проходженням зворотних реакцій в зоні високих температур.

Таким чином, найякісніше горіння досягається в пальнику *моделі 4*.

Висновки

З метою навчання магістрів теплофізичних спеціальностей виконано *CFD* проектування пальника для спалювання метану в котлі-утилізаторі.

В результаті проектування пальника, було визначено об'єкт дослідження, обґрунтовано вибір геометричної моделі, визначена область обчислення з урахуванням гідравлічного опору газових колекторів, що впливають на потік.

Створена геометрична модель, задані граничні умови, а рішення задачі в двовимірній вісисиметричній постанові, дозволило достатнім чином відобразити властивості і фізику процесу горіння у пальнику.

Аналізуючи моделі горіння, дійшли висновку, що модель *Non-Premixed Combustion* найбільш повно відповідає вимогам поставленої задачі, а саме: дозволяє входити в зону реакції палива і окислювача двома різними потоками, проводити моделювання турбулентного дифузійного поширення полум'я з великою швидкістю течії хімічних реакцій.

Аналізуючи основні параметри розрахункових моделей, такі як максимальна температура факелу, мінімальна температура газу біля поверхні диска, а також найменша довжина факелу, можна зробити висновок, що *модель 4* має оптимальну форму пальника, оскільки забезпечує якісне згорання метану, але ця модель є моделлю, що ідеалізується. Температура газу поблизу диска зовні пальника (у факелі) складає 1320 °C, що помітно перевищує допустимий рівень для температури металу диска. Відведення теплоти від диска до газу всередину жарової труби знижує температуру диска. Надалі необхідно виконати оцінку температури диска з урахуванням радіаційного і конвективного теплообміну.

Список літератури

1. Акмен Р. Г. Топливо, основы теории горения и топочные

устройства : текст лекций и задачи по отдельным разд. курса : для студ. заочного обучения спец. 7.090510 «Теплоэнергетика» и 7000008 «Энергетический менеджмент» / Р. Г. Акмен ; Нац. техн. ун-т «Харьков. политехн. ин-т». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – 68 с.

2. Сербин С. И. Низкоэмиссионные камеры сгорания ГТУ : моногр. / С. И. Сербин, А. Б. Мостипаненко, Н. А. Гончарова ; МОН Украины, НУК им. адмирала Макарова. – Николаев: Торубара В. В., 2016. – 216 с.
3. Сударев А. В. Камеры сгорания газотурбинных установок / А. В. Сударев, В. А. Маев. – Ленинград: Недра, 1990. – 274 с.
4. Шишкин Д. А. Камеры сгорания газотурбинных двигателей : учеб. пособие / Д. А. Шишкин, С. Н. Зеленев. – Нижний Новгород, 2012. – 96 с.
5. ANSYS, Inc. ANSYS Fluent Theory Guide. Release 15.0. November 2013. – URL: https://www.academia.edu/38091499/ANSYS_Fluent_Theory_Guide (дата звернення: 24.02.2021).
6. Волкинд Д. Основные принципы моделирования горения в продуктах ANSYS. – URL: <https://www.youtube.com/watch?v=QEID4Dj3BCw&t=1144s> (дата звернення: 24.02.2021).
7. Kee R. J., Rupley F. M., Meeks E., Miller J. A. CHEMKIN-III: A Fortran Chemical Kinetics Package for the Analysis of Gas-Phase Chemical and Plasma Kinetics. – URL: https://www3.nd.edu/~powers/ame.60636/CHEMKIN_III.pdf (дата звернення: 24.02.2021).

References (transliterated)

1. Akmen, R. G. (2005), *Toplivo, osnovy teorii gorennya i toпочные ustrojstva* [Fuel, basics of combustion theory and combustion devices], Har'kov, NTU «HPi», Ukraine.
2. Serbin, S. I., Mastiponenko, A. B., Goncharova, N. A. (2016), *Nizko-emissionnye kamery sgoraniya GTU* [Low-emission GTU combustion chambers], Izdatel' Torubara V.V., Nikolaev, Ukraine.
3. Sudarev, A. V., Maev, V. A. (1990), *Kamery sgoraniya gazoturbinn-nyh ustanovok* [Combustion chambers of gas turbine units], Nedra, Leningrad, Russian
4. Shishkin, D. A., Zelenov, S. N. (2012), *Kamery sgoraniya gazoturbinn-nyh dvigatelej* [Combustion chambers of gas turbine engines], Nizhniy Novgorod, Russian
5. ANSYS, Inc. (2013), *ANSYS Fluent Theory Guide. Release 15.0. November 2013*, Access mode: https://www.academia.edu/38091499/ANSYS_Fluent_Theory_Guide (accessed 24 February 2021).
6. Volkind, D. (2013), *Osnovnye principy modelirovaniya gorennya v produktah ANSYS* [Basic principles simulation ANSYS combustion products], Access mode: <https://www.youtube.com/watch?v=QEID4Dj3BCw&t=1144s> (accessed 24 February 2021).
7. Kee R. J., Rupley F. M., Meeks E., Miller J. A. CHEMKIN-III: A Fortran Chemical Kinetics Package for the Analysis of Gas-Phase Chemical and Plasma Kinetics, Access mode: https://www3.nd.edu/~powers/ame.60636/CHEMKIN_III.pdf (accessed 24 February 2021).

Надійшла (received) 08.03.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тарасов Олександр Іванович (Тарасов Александр Иванович, Tarasov Aleksandr) – доктор технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Харків, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5952-3258>; alx.tarasov@gmail.com.

Литвиненко Оксана Олексіївна (Литвиненко Оксана Алексеевна, Lytvynenko Oksana) – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0182-2255>.

Михайлова Ірина Олександрівна (Михайлова Ирина Александровна, Myhaylova Irina) – кандидат технічних наук, доцент кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; myhaylovai@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1857-0787>.