

УДК 621.45.034
DOI [https://doi.org/10.15589/znp2024.4\(497\).7](https://doi.org/10.15589/znp2024.4(497).7)

CHARACTERISTICS OF THE LOW-EMISSION GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER, WHICH RUNS ON A MIXTURE OF NATURAL GAS AND HYDROGEN

ХАРАКТЕРИСТИКИ НИЗЬКОЕМІСІЙНОЇ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТД, ЩО ПРАЦЮЄ НА СУМІШІ ПРИРОДНОГО ГАЗУ І ВОДНЮ

Mykhailo F. Yakovliev
mishaturbinist@gmail.com
ORCID: 0000-0002-8411-9345
Serhiy I. Serbin
serhiy.serbin@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0002-3423-2681

М. Ф. Яковлев,
аспірант
С. І. Сербін,
д-р техн. наук, професор

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. This article focuses on the characteristics of a low-emission gas turbine combustion chamber that operates on a mixture of natural gas and hydrogen. In the current energy sector, reducing emissions of toxic substances like nitrogen oxides (NO) and carbon monoxide (CO) is a top priority. The article's key finding is that using hydrogen in fuel mixtures is a promising direction to ensure high efficiency of gas turbine plants while reducing the negative impact on the environment. The article proposes a new approach to modelling the combustion of a mixture of natural gas and hydrogen under conditions of preliminary mixing of gaseous fuel with an oxidant in the channels of radial-axial swirlers of flame tubes. To implement this approach, a detailed kinetic scheme of hydrocarbon combustion was used, which includes multi-stage chemical reactions typical of mixtures with a high hydrogen content. A three-dimensional numerical simulation of the operation of a tubular-ring combustion chamber of a 32 MW gas turbine engine was carried out using the Finite-Rate/Eddy-Dissipation combustion model. The results are clear: to ensure stable operation of the combustion chamber without the formation of flame slippage zones in the channels of radial-axis swirlers, the critical parameter is the hydrogen content in the mixture, which should not exceed 20–24% (by volume). The study definitively shows that under these conditions, the level of NO and CO emissions does not exceed the values that meet modern environmental standards. The proposed approach ensures combustion stability under different engine operating conditions. The use of hydrogen in the fuel mixture improves the environmental and energy efficiency of gas turbine engines. However, there are particularities of its use that must be taken into account.

Key words: gas turbine; low-emission combustion chamber; environmental parameters; emissions of toxic components.

Анотація. Статтю присвячено дослідженню характеристик низькоемісійної газотурбінної камери згоряння, яка працює на суміші природного газу з воднем. В умовах сучасних викликів у галузі енергетики питання зниження викидів токсичних речовин, таких як оксиди азоту (NO) та монооксид вуглецю (CO), стає дедалі важливішим. Особливу увагу приділено аналізу можливостей використання водню в складі паливних сумішей як перспективного напрямку для забезпечення високої ефективності роботи газотурбінних установок за умов зниження негативного впливу на довкілля. У статті запропоновано новий підхід до моделювання процесів вигорання суміші природного газу з воднем в умовах попереднього перемішування газоподібного палива з окисником у каналах радіально-осьових завихрювачів жарових труб. Для реалізації цього підходу використано детальну кінетичну схему горіння вуглеводнів, що включає багатоетапні хімічні реакції, характерні для сумішей з високим вмістом водню. Проведено тривимірне чисельне моделювання роботи трубчасто-кільцевої камери згоряння газотурбінного двигуна потужністю 32 МВт із застосуванням моделі горіння Finite-Rate/Eddy-Dissipation. Виявлено, що для забезпечення стійкої роботи камери згоряння без формування зон проскоку полум'я в каналах радіально-осьових завихрювачів критичним параметром є вміст водню в суміші, який не повинен перевищувати 20–24% (за об'ємом). Результати дослідження показали, що за дотримання цих умов рівень викидів NO і CO не перевищує значень, що відповідають сучасним екологічним стандартам. Крім того, застосування запропонованого підходу дозволяє забезпечити стабільність горіння за умов різних режимів роботи двигуна. Зроблено висновок, що використання водню в складі паливної суміші відкриває нові можливості для підвищення екологічної та енергетичної ефективності газотурбінних двигунів, проте потребує врахування особливостей його взаємодії з іншими компонентами суміші для мінімізації ризиків нестабільного горіння.

Ключові слова: газова турбіна; низькоемісійна камера згоряння; екологічні параметри; викиди токсичних компонентів.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Дослідження, пов'язані з використанням суміші природного газу і водню, водневмісних газів, а також чистого водню в енергетиці є актуальними і перспективними. Особливо це стосується газотурбінної техніки, яка є основою газотранспортних мереж, стаціонарних енергетичних систем та корабельної енергетики. Питання переведення газотурбінних двигунів на альтернативні палива, в тому числі суміш природного газу та водню, синтез-газ з великим вмістом водню та чистий водень, вже достатньо давно в центрі уваги дослідників.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Відмітимо, що роль газотурбінних двигунів в майбутніх низьковуглецевих енергетичних системах залежить від досягнення підвищеної теплової ефективності та здатності працювати на таких паливах, як водень. Згідно з прогнозами International Energy Agency (IEA) газотурбінна техніка, що працює на водні, може стати майбутньою вуглецево-нейтральною технологією для підтримки суспільства [1]. Відмітимо, що відомі світові виробники газових турбін (GE Power, Mitsubishi Heavy Industries, Siemens Energy, Rolls-Royce, Ansaldo Energia та ін.) достатньо давно плідно працюють у даному напрямку [2, 3]. В роботі [2] наведено основні етапи розвитку камер згоряння ГТД, що працюють на водневмісному газі і водні, представлені фірмою Mitsubishi Heavy Industries. Важливим моментом експлуатації газотурбінних камер згоряння є можливість термоакустичної нестабільності при спалюванні водневмісних газів. У роботі [3] виявлено дестабілізуючий вплив водню на динаміку горіння попередньо змішаних сумішей. В [4] відмічено, що відомі системи спалювання для газотурбінних двигунів не можуть бути безпосередньо застосовані для низькоемісійного спалювання водню; пропонується використовувати технологію Micro-Mix з декількома пальниками дифузійного типу для виключення проскоку полум'я. В дослідженні [5] розглянуто сучасний стан взаємозаміщення природного газу сумішшю газів із додаванням водню до потоку природного газу або метану. У роботі [6] проведено моделювання камери згоряння, що працює на суміші метану з воднем, для визначення оптимальних геометричних конфігурацій та умов експлуатації.

Попереднє CFD моделювання в роботі [7] показало, що базова конструктивна схема камери згоряння не може безпечно працювати на водневому паливі, тому що полум'я поширюється до каналу попереднього змішування, який недостатньо захищений від дії високої температури. Запропоновано нову систему впорскування палива та нову геометрію фронтального пристрою. Дослідження [8] присвячено розробці аналітичної моделі для розрахунку енергетичних

характеристик газової мікротурбіни потужністю 30 кВт, коли як паливо використовується суміш природного газу з воднем, із вмістом останнього від 0 до 10% (за об'ємом). Зроблено висновок, що використання в суміші до 10% водню істотно не змінює поведінку газової мікротурбіни. У роботі [9] зроблено висновок, що наявні низькоемісійні системи спалювання (Dry Low NO_x – DNL) природного газу в газових турбінах не можуть бути безпосередньо застосовані для спалювання водню. Тому для значного зменшення викидів оксидів азоту NO_x запропоновано новий спосіб спалювання водневого палива DLN micromix. Цей принцип спалювання базується на перехресно-поточному змішуванні повітря та газоподібного водню, який реагує в численних мініатюризованих полум'ях дифузійного типу. Вплив різних геометричних параметрів на структуру полум'я та викиди NO_x, а також визначення найважливіших енергетичних характеристик камери з пристроєм Micromix, що працює на водні, розглянуто [12]. Параметричні дослідження пальника з високою густиною енергії показали, що можна позитивно впливати на форму полум'я, впливаючи на стабілізуючі вихори. Адекватний вибір геометрії фронтального пристрою пальника дає змогу регулювати довжину полум'я і довжину міжзсувного шару для придушення утворення оксидів азоту.

У роботі [11] шляхом використання числових методів Computational fluid dynamics (CFD) визначено параметри камери згоряння газової турбіни невеликої потужності, що працює на чистому метані та водні. Мали місце суттєві відмінності в робочих процесах під час спалювання різних палив, що вказували на ймовірні проблеми та можливі пошкодження компонентів установки під час роботи на чистому водні. Було запропоновано нову конструкцію swirl injector, що дала змогу частково розв'язати проблему перегріву елементів камери згоряння. У роботі [12] також застосовано метод CFD моделювання для дослідження процесів горіння воднево-повітряної суміші в мікрокамері. Поділ подачі водню вздовж камери згоряння дозволив помітно знизити максимальну температуру стінок і знизити нерівномірність поля температур на виході. У роботі [13] представлено CFD-моделювання реагуючого потоку повітря і водню всередині жарової труби камери згоряння дифузійного типу одновальної газової турбіни. Інтерес представляють розрахунки температури стінок елементів камери згоряння і нерівномірностей температурного поля на вході в турбіну, оскільки ці параметри впливають на надійність компонентів, спочатку призначених для роботи на природному газі. Для підтвердження числових результатів використовуються дані натурних експериментальних випробувань. У роботі [14] засобами програмного комплексу Ansys Fluent проведено тривимірні розрахунки камери згоряння простої геометрії, що працює на метані або водні. Зазначено на

відсутність викидів оксидів вуглецю CO при спалюванні водню на відміну від спалювання метану. Спостерігалися більші температури і швидкості в зоні горіння при використанні водню як палива.

Таким чином, хоча механізми горіння водневого палива достатньо розроблені, під час переведення реальних газотурбінних двигунів на водневмісне паливо має місце низка проблем, пов'язаних, передусім, із теплофізичними властивостями водню: збільшення швидкості поширення полум'я та можливість утворення проскоку полум'я (особливо це актуально для камер згорання з попереднім перемішуванням компонентів), збільшення температури стінок жарової труби через зростання тепловиділення, можливе збільшення викидів оксидів азоту. Особливо ці проблеми характерні для низькоемісійних газотурбінних камер згорання з попереднім перемішуванням палива з окиснювачем, що потребує суттєвої модифікації паливкових пристроїв камер згорання. Однак, особливо на ранніх стадіях робіт, пов'язаних із переведенням газотурбінних двигунів із природного газу на водовмісні палива та чистий водень, потрібно оцінити можливість надійної роботи базових паливоспалювальних пристроїв під час роботи на сумішах природного газу з воднем, визначити екологічні характеристики серійних камер згорання та режими роботи, які б забезпечили стабільне горіння палива без проскакування полум'я в пристрої попереднього перемішування.

Метою роботи є дослідження енергетичних та екологічних характеристик низькоемісійної газотурбінної камери згорання з попереднім сумішоутворенням палива з окисником, що працює на сумішах природного газу з воднем, а також визначення режимів роботи серійної камери згорання ГТД потужністю 32 МВт, які забезпечують горіння сумішей палив без проскакування полум'я в каналах радіально-осьових завихрювачів фронтового пристрою.

В якості **об'єкта дослідження** обрано робочий процес низькоемісійної камери згорання газотурбінного двигуна потужністю 32 МВт виробництва «Зоря»-«Машпроект», яка являє собою трубчастокільцеву протитоківу конструкцію з 20 жаровими трубами (рис. 1), в якій реалізовано принцип сухого горіння частково перемішаної збідненої суміші [15]. Основним елементом такої камери є паливковий пристрій, що складається з двох радіально-осьових завихрювачів першого і другого каналів (внутрішній і зовнішній завихрювачі відповідно), за якими розташовані кільцеві камери змішування. Частка повітря, що надходить через внутрішній завихрювач, становить приблизно 12% від сумарної витрати повітря через жарову трубу, а через зовнішній завихрювач – близько 61%. Паливний газ подається через низку отворів, виконаних у лопатках радіально-осьових завихрювачів першого і другого каналів.

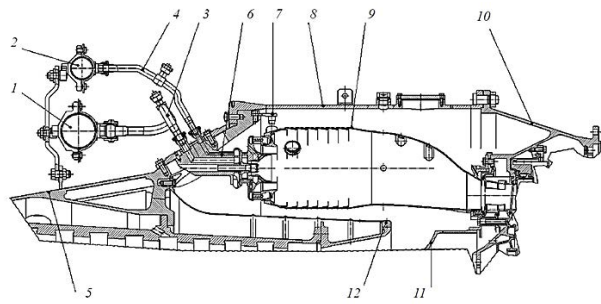


Рис. 1. Камера згорання низькоемісійного газотурбінного двигуна потужністю 32 МВт:

1, 2 – паливні колектори першого і другого каналів;
3, 4 – труби подачі палива;
5 – корпус компресора; 6 – паливковий пристрій;
7 – фіксатор;
8 – корпус камери згорання; 9 – жарова труба;
10 – силовий корпус;
11 – дифузор; 12 – внутрішній кожух

Для різкого зниження кількості оксидів азоту в камері згорання передбачено часткове попереднє перемішування палива з повітрям у каналах завихрювачів, а утворена там і закручена паливо-повітряна суміш подається в первинну зону камери. У приосьовій ділянці цієї зони під впливом закручених потоків утворюється досить протяжна зона рециркуляції, яка забезпечує надійне займання свіжих порцій палива і стабілізацію процесів горіння.

Серійна камера згорання призначена для спалювання природного газу з низькою емісією продуктів неповного згорання та оксидів азоту. Передбачається її використання для спалювання сумішей природного газу з воднем у рамках проєктів створення низьковуглецевих енергетичних систем для транспортування газу.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Моделювання фізико-хімічних процесів у камері згорання низьковуглецевої газової турбіни ґрунтується на розв'язанні диференціальних рівнянь збереження маси, імпульсу та енергії для багатокомпонентної турбулентної системи, що хімічно реагує [16–21].

Рівняння збереження маси або рівняння нерозривності для стисливих і нестисливих середовищ записується наступним чином:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = S_m, \quad (1)$$

де ρ – масова густина потоку, $\vec{v}$ – локальний вектор швидкості потоку, S_m – джерельний член, який визначає масу, що підводиться до потоку.

Рівняння збереження імпульсу у фіксованій системі відліку можна сформулювати наступним чином:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau_{st}) + \rho \vec{g} + \vec{F}, \quad (2)$$

де p – статичний тиск, τ_{st} – тензор напружень, $\rho \vec{g}$ і $\vec{F}$ – сила тяжіння та зовнішні сили відповідно.

У загальному вигляді рівняння збереження енергії записується наступним чином:

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\bar{u}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum_j \bar{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \bar{u})) + S_h$, (3)
де E – повна енергія, k_{eff} – ефективна провідність, $\bar{J}_j$ – дифузійний потік компоненту j , $\bar{\tau}_{eff}$ – ефективний коефіцієнт в'язкості. Член S_h містить теплоту хімічної реакції.

Якщо необхідно розглянути рівняння для хімічних речовин, то можна отримати концентрацію кожного компонента Y_i , розв'язавши рівняння для його конвективно-дифузійного перенесення. У загальному вигляді це рівняння має наступний вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \bar{u} Y_i) = -\nabla \cdot \bar{J}_i + R_i + S_i, \quad (4)$$

де R_i – швидкість утворення i -го компонента в результаті хімічної реакції, S_i – рівень додаткового утворення i -го компонента з різних джерел, $\bar{J}_i$ – масова дифузія i -го компонента.

Ступінь утворення i -го хімічного компонента в результаті реакції R_i , розраховується як сума джерел реакції Арреніуса N_r , в яких беруть участь компоненти:

$$R_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^{N_r} R_{i,r}, \quad (5)$$

де $M_{w,i}$ – молекулярна маса компоненти i , $R_{i,r}$ – молярна швидкість утворення/розпаду i -го компонента в реакції r .

Розглянемо хімічні реакції r , утворені наступним чином:

$$\sum_{i=1}^N v'_{i,r} M_i \xrightleftharpoons[k_{b,r}]{k_{f,r}} \sum_{i=1}^N v''_{i,r} M_i, \quad (6)$$

де N – кількість хімічних компонентів у системі; $v'_{i,r}$ – стехіометричний коефіцієнт для i -го реагенту в реакції r , $v''_{i,r}$ – стехіометричний коефіцієнт для i -го продукту реакції r , M_i – символ, що позначає i -й хімічний компонент, $k_{f,r}$ – константа швидкості прямої реакції r , $k_{b,r}$ – константа швидкості зворотної реакції r .

Молярну швидкість утворення/розпаду i -го компонента в реакції r можна визначити наступним чином:

$$R_{i,r} = \Gamma(v''_{i,r} - v'_{i,r}) \cdot (k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{\eta'_{j,r}} - k_{b,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{\eta''_{j,r}}), \quad (7)$$

де $C_{j,r}$ – молярна концентрація кожного j -го реагенту та продукту в реакції r ; $\eta'_{j,r}$ – експонента швидкості прямої реакції для j -го реагенту та продукту в реакції r , $\eta''_{j,r}$ – експонента швидкості зворотної реакції для j -го реагенту та продукту в реакції r , Γ – вплив третіх тіл на швидкість реакції, який визначається таким чином:

$$\Gamma = \sum_j Y_{j,r} C_j, \quad (8)$$

де $Y_{j,r}$ – ефективність третього тіла j -го компонента в реакції r .

Константа прямої швидкості для реакції r обчислюється за допомогою виразу Арреніуса:

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-E_r/RT}, \quad (9)$$

де A_r – передекспоненціальний множник, β_r – температурна експонента, E_r – енергія активації реакції, R – універсальна газова стала.

У цьому дослідженні для визначення енергетичних та екологічних характеристик камери згоряння газової турбіни з низьким рівнем викидів

була використана модель згоряння Finite-Rate/Eddy-Dissipation (FR/ED), яка обчислює швидкості хімічних реакцій з використанням виразів Арреніуса і порівнює їх із загальною швидкістю реакції, контрольованою турбулентним перемішуванням, реалізована в програмному забезпеченні Ansys Fluent.

Згідно з моделлю, швидкість реакції розраховується з урахуванням як рівняння Арреніуса (7), так і моделей турбулентного перемішування Магнуссена і Хьєртагера [22]:

$$R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A_r \rho_k^{\frac{\epsilon}{k}} \min_R \frac{Y_R}{v'_{R,r} M_{w,R}}, R_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho_k^{\frac{\epsilon}{k}} \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j v'_{j,r} M_{w,j}}, \quad (10)$$

де k – кінетична енергія турбулентності, ϵ – швидкість розсіювання кінетичної енергії турбулентності, A , B – емпіричні константи, Y_R – масова частка реагенту R , Y_P – масова частка будь-якого продукту P .

Швидкість реакції приймається меншою з виразів (7) і (10). Цей хіміко-турбулентний підхід FR/ED використовується тому, що в камері згоряння є області, де швидкість турбулентного перемішування вища за швидкість хімічної кінетики (низькотемпературні області поблизу стінок жарової труби, вхідні отвори для повітря).

Для визначення значень k і ϵ використовували стандартну модель k - ϵ турбулентності [16] або її модифікацію – модель k - ϵ -турбулентності на основі RNG [23].

Молярна швидкість утворення/розпаду i -го компонента в реакції:

$$R_i = \frac{\rho(\xi^*)^2}{\tau^*[1-(\xi^*)^3]} (Y_i^* - Y_i), \quad (10)$$

де $\xi^* = C_{\xi} \left(\frac{v_{\epsilon}}{k_{\epsilon}} \right)^{\frac{1}{4}}$ – розмір дрібномасштабного реактора [24], який залежить від кінематичної в'язкості ν , кінетичної енергії турбулентності k та швидкості розсіювання кінетичної енергії турбулентності ϵ , $C_{\xi} = 2.1377$ – константа, $\tau^* = C_{\tau} \left(\frac{\nu}{\epsilon} \right)^{\frac{1}{2}}$ – час, протягом якого відбувається реакція, $C_{\tau} = 0.4082$ – стала, Y_i^* – масова частка дрібнодисперсних частинок після реакції на протязі часу τ^* .

Запропонований механізм окислення суміші метану з воднем, який дозволяє прогнозувати викид оксиду вуглецю CO, представлений в табл. 1.

Для моделювання викидів оксидів азоту було використано систему рівнянь масопереносу, які включають конвекцію, дифузію, утворення та розкладання NO та споріднених сполук [25–27]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{NO}) + \nabla \cdot (\rho \bar{u} Y_{NO}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{NO}) + S_{NO}, \quad (11)$$

де Y_{NO} – масова концентрація NO, D – коефіцієнт дифузії, $\bar{u}$ – вектор швидкості, S_{NO} – джерельний член, що залежить від механізму утворення.

Граничні умови на входах, осі симетрії, стінках і виході з камери згоряння задавалися відповідно до режимних умов роботи і рекомендацій з моделювання турбулентних процесів горіння. Метод розв'язання

системи, скінченно-різницева схема та аналіз стійкості розв'язку детально описані в роботі [28].

З метою верифікації запропонованої математичної моделі та кінетичного механізму окиснення палива проведено розрахунки утворення оксидів азоту в серійній низькоемісійній газотурбінній камері згоряння, яка показана на рис. 1, і працює на природному газі. Розрахунки порівнювали з експериментальними даними, отриманими на однопальниковому відсіку камери згоряння за тиску 0,15 МПа [15]. Результати порівняння для різних режимів, що відрізняються сумарною витратою палива через пальниковий пристрій G_p , показано на рис. 2. Видно задовільну кореляцію розрахункових та експериментальних даних.

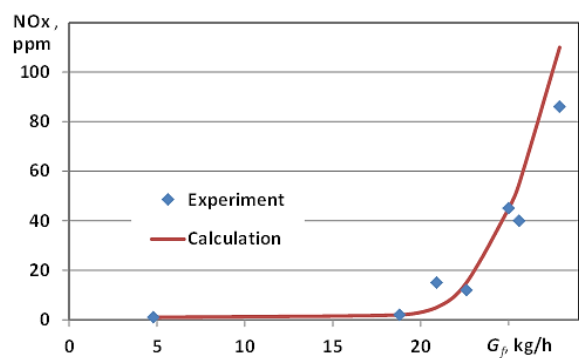


Рис. 2. Вміст оксидів азоту залежно від витрати природного газу

Крім того, було проведено порівняння розрахункових та експериментальних значень температури газу у вихідному перерізі жарової труби у 25 точках на семи режимах роботи, які показали максимальну похибку у визначенні інтегральної температури на виході камери не більш як 3%. Ці дані вказують на можливість застосування наведеної вище математичної моделі для прогнозування характеристик камери згоряння газотурбінного двигуна з частковим попереднім перемішуванням газоподібного палива в каналах радіально-осьових завихрювачів.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

Для розрахунків характеристик робочого процесу в низькоемісійній газотурбінній камері згоряння з попереднім утворенням паливо-повітряної суміші в каналах радіально-осьових завихрювачів жарових труб, за допомогою обчислювального комплексу Ansys Fluent проведено відповідні тривимірні

розрахунки. Початкові параметри робочих середовищ: тиск повітря на вході в камеру згоряння 1,505 МПа, витрата повітря через камеру згоряння 78,9 кг/с, його температура 708,4 К, температура газоподібного палива на вході 309,6 К, його витрата під час роботи на природному газі дорівнювала 6212 кг/год, а під час домішування водню – змінювалася пропорційно до зміни нижчої теплотворної здатності суміші природного газу і водню.

Оскільки камера згоряння досліджуваного двигуна складається з 20 жарових труб, то розрахунки проводилися для 1/20 її частини. Природний газ і суміш природного газу з воднем подавалися двома окремими трубопроводами у два канали пальникового пристрою, встановленого у фронтів частині жарової труби (рис. 3). Далі паливо через ряди дрібних отворів у лопатках осеріальних завихрювачів (зовнішнього і внутрішнього) подавали в проточну частину цих завихрювачів, де змішували з повітрям з утворенням однорідної паливо-повітряної суміші, яку подавали до первинної зони камери згоряння, де забезпечували її надійне займання завдяки високій температурі рециркулювальних газів і повне вигорання до отворів підведення вторинного повітря (повітря на розбавлення). Підтримувалося постійне відношення витрат палива через внутрішній і зовнішній завихрювачі, що дорівнює 0.242 і вибране з урахуванням рекомендації роботи [15].

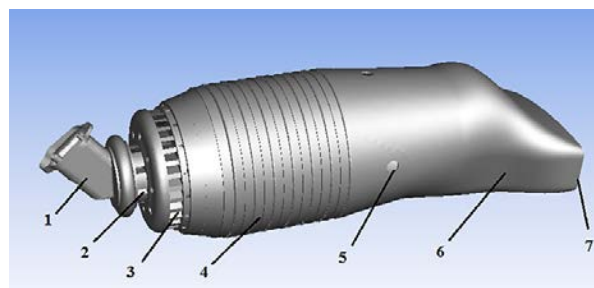


Рис. 3. Жарова труба камери згоряння:
1 – пальник; 2 – внутрішній завихрювач;
3 – зовнішній завихрювач;
4 – охолоджувані обичайки; 5 – отвори для повітря розведення;
6 – дифузор жарової труби; 7 – вихідний отвір жарової труби

Для з'ясування впливу горіння палива на розподіл температур у перерізах низькоемісійної камери згоряння проведено відповідні розрахунки, результати яких показано відповідно на рис. 4.

Таблиця 1. Механізм окиснення палива

	Реакція	A	E, Дж/кг моль	β	Порядок реакції			
1	$\text{CH}_4 + 1.5 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO} + 2 \text{H}_2\text{O}$	4.64e+09	1.17e+08	-0.062	CH_4	0.5	O_2	1.066
2	$\text{CO} + 0.5 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$	3.97e+11	7.68e+07	0.215	O_2	1.756	CO	1.258
3	$\text{CO}_2 \rightarrow \text{CO} + 0.5 \text{O}_2$	6.02e+05	1.31e+08	-0.108	CO_2	1.357		
4	$\text{H}_2 + 0.5 \text{O}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{O}$	9.87e+08	3.1e+07	0	H_2	1.0	O_2	1.0

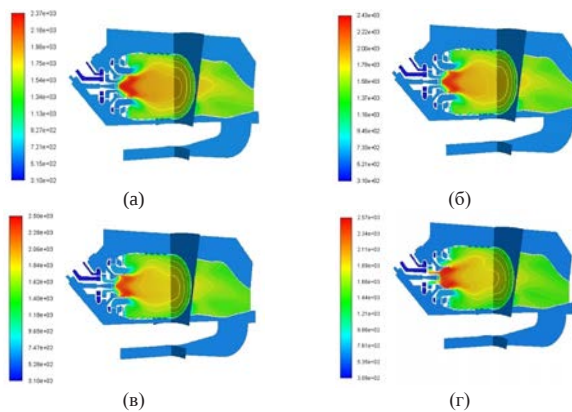


Рис. 4. Контури температури, К, всередині камери згоряння для різного об'ємного вмісту водню в суміші: 0 (а), 10% (б), 20% (в) та 24% (г)

Видно, що хімічне реагування в нижньому завихрювачі має місце вже за вмісту водню в суміші 24%. Зазначимо, що ці явища (проскакування полум'я) є неприпустимими під час експлуатації газотурбінного двигуна, тому що горіння в межах пальника призводить до перегрівання металевих поверхонь, їх оплавлення і викривлення, а також до механічних пошкоджень деталей турбомашини. Ці режими, звісно ж, необхідно виключати з експлуатації.

Істотні зміни в кривій тепловиділення по довжині жарової труби в цих випадках призводять до різкої зміни розподілу швидкостей за перерізами камери згоряння (рис. 5).

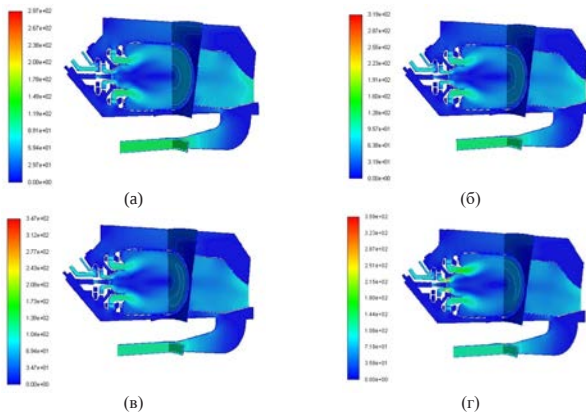


Рис. 5. Контури величини швидкості, м/с, всередині камери згоряння для різного об'ємного вмісту водню в суміші: 0 (а), 10% (б), 20% (в) та 24% (г)

Якщо зона проскоку полум'я відсутня, то максимальні швидкості в характерних перетинах камери згоряння не перевищують 150 м/с (рис. 5, а–в). За наявності горіння в об'ємі радіально-осьових завихрювачів пального пристрою швидкості робочого тіла в найвузких перетинах завихрювачів різко зростають і досягають максимальних значень 200–260 м/с

(рис. 5, г). Це, поряд із підвищенням температурного рівня матеріалу лопаток, призводить також і до підвищення втрат повного тиску в камері згоряння та збільшення питомої витрати палива на двигун.

На рис. 6 показано розподіл масових часток одного з основних забруднювачів (оксидів азоту NO) у перерізах камери згоряння для різного вмісту водню в суміші. Зазначимо, що відсоткові вмісти водню 20 і 24% для моделі обрано з урахуванням переходу від режиму без проскоку полум'я до режиму з проскоком полум'я в радіально-осьових завихрювачах пального пристрою. Наявність ділянок горіння всередині завихрювачів призводить до початкового утворення повітряних оксидів азоту згідно з термічним механізмом Зельдовича безпосередньо всередині пального пристрою (рис. 4, г). У цьому разі внаслідок збільшення часу перебування робочого тіла в зоні високих температур збільшується і сумарна протяжність області, де формуються оксиди азоту, що передбачає збільшений їх вміст на виході з камери згоряння.

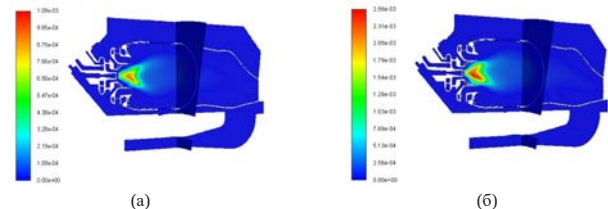


Рис. 6. Контури масової частки NO в камері згоряння для різного об'ємного вмісту водню в суміші: 20% (а) та 24% (б)

Зазначимо різке збільшення максимальної концентрації оксидів азоту у вихідному перерізі за наявності зони проскоку полум'я і подовженої внаслідок цього сумарної протяжності факела палива. За появи ділянок горіння всередині радіально-осьових завихрювачів навіть за невеликого збільшення вмісту водню в суміші максимальна масова частка оксидів азоту у вихідному перерізі збільшується у 2,6–3,0 рази за практично тієї самої середньомасової температури продуктів згоряння на виході.

Додаткове пояснення цьому явищу наведено на рис. 7. На цьому рисунку показано розподіли температури газу T , амплітуди швидкості v , масової частки ще одного забруднювача – монооксиду вуглецю CO по довжині l жарової труби для двох значень вмісту водню в суміші: 20 і 24%. Видно, що навіть невелике перевищення критичного значення у 24% вмісту водню в суміші (для цієї конструкції камери згоряння) призводить до різкого закидання температури, швидкості потоку і вмісту CO (червоні лінії) в перерізах, розташованих на відстані 0,05–0,06 м від початку фронтового пристрою. Надалі в перерізах, розташованих за виходом із завихрювачів, процеси вигорання палива вирівнюються і за $l \geq 0,1$ м практично мало відрізняються при зміні вмісту водню в суміші.

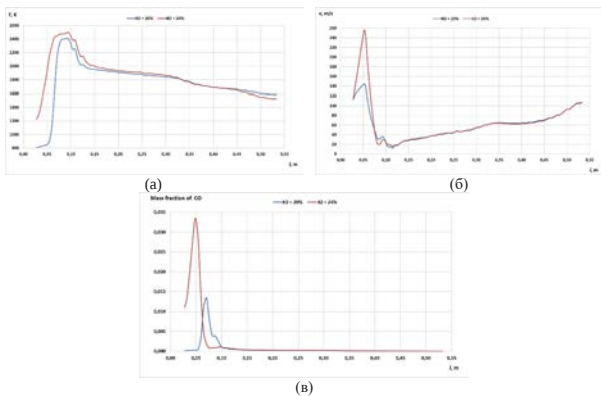


Рис. 7. Розподіл температури газу (а), величини швидкості (б) та масової частки CO (в) по довжині жарової труби

На рис. 8 представлено розподіли усереднених значень викидів основних забруднювачів CO і NO на виході камери згоряння за різним вмістом водню в суміші.

Збільшення вмісту водню в суміші в усіх варіантах призводить до зменшення викидів монооксиду вуглецю CO внаслідок інтенсифікації горіння основної паливо-повітряної суміші та певного збільшення максимальної температури горіння в об'ємі камери (рис. 4). Для досліджених режимів у всіх випадках розрахунковий вміст CO не перевищує 26 ppm, що відповідає європейським вимогам на викиди газотурбінними двигунами [29].

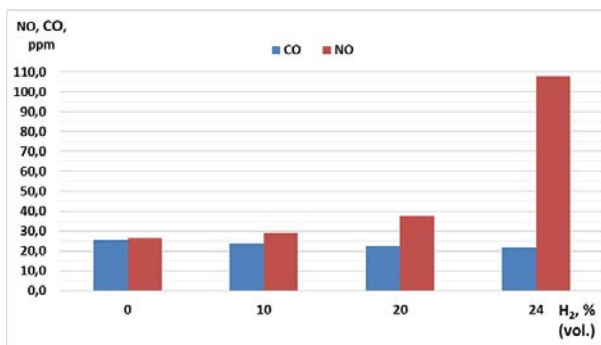


Рис. 8. Розподіл мольних часток CO та NO на виході з жарової труби для різного об'ємного вмісту водню в суміші

Без наявності проскоку полум'я в осерадіальні завихрювачі розрахункові викиди оксиду азоту NO з додаванням водню не перевищують 37 ppm, що дещо перевищує вимоги на викиди токсичних компонентів теплових двигунів. Тому потрібні подальші дослідження способів зниження викидів оксидів азоту, наприклад, за рахунок перерозподілу витрат палива через канали завихрювачів. Під час переходу до режиму проскоку полум'я в завихрювачах на виході камери згоряння спостерігається різке збільшення

викидів оксидів азоту до 100–110 ppm, що є неприпустимим не тільки з погляду екологічних вимог, а й з умов забезпечення працездатності самої камери згоряння.

Зазначимо, що проведені розрахунки показали, що камера згоряння з попереднім сумішоутворенням у каналах радіально-осьових завихрювачів вельми чутлива до вмісту водню в суміші. Максимальний прогнозний (з урахуванням можливих експлуатаційних факторів) вміст водню в суміші, за якого не матиме місця утворення осередків горіння в каналах завихрювачів, не перевищує 18–20% за об'ємом. Це необхідно враховувати під час модернізації газотурбінних двигунів із камерою згоряння подібного типу під час їх переведення на суміш природного газу з воднем, водневмісні гази або на чистий водень [30]. Необхідні подальші теоретичні та експериментальні дослідження щодо розширення діапазону стійкого горіння без проскакування полум'я паливних сумішей з великим вмістом водню, які передбачають:

- оптимізацію геометрії трактів радіально-осьових завихрювачів з метою збільшення швидкості витікання паливно-повітряної суміші до жарової труби;
- перерозподіл кількості паливного газу, що подається у зовнішній та внутрішній завихрювачі;
- вивчення можливості подавання водяної пари до паливкового пристрою тощо.

ВИСНОВОК

З метою визначення впливу вмісту водню в суміші з природним газом на характеристики низькоемісійної газотурбінної камери згоряння з попереднім перемішуванням палива з окисником у каналах радіально-осьових завихрювачів розроблено відповідну математичну модель. Запропоновано кінетичну схему горіння суміші природного газу та водню, яка дає змогу прогнозувати енергетичні та екологічні характеристики низькоемісійної газотурбінної камери згоряння. Під час аналізу процесів у камері згоряння використано модель горіння газоподібного палива Finite-Rate/Eddy-Dissipation, що обчислює швидкості хімічних реакцій з використанням виразів Арреніуса і порівнює їх із загальною швидкістю реакції, контр-ольованою турбулентним змішуванням.

Зазначимо, що збільшення вмісту водню в суміші для дослідженої камери згоряння з попереднім сумішоутворенням призводить до зменшення викидів монооксиду вуглецю CO внаслідок поліпшення умов горіння паливо-повітряної суміші в первинній зоні камери згоряння та деякого збільшення максимальної температури робочого тіла в об'ємі камери. Для досліджених режимів вміст CO на виході камери згоряння не перевищує 26 ppm, що відповідає сучасним європейським вимогам на викиди газотурбінними двигунами. З додаванням водню (до 20% за об'ємом) вміст оксиду азоту NO на виході камери згоряння на

режимах без утворення зони проскоку полум'я зростає до 37 ppm і різко збільшується до 100–110 ppm за появи осередків горіння в радіально-осьових завихрювачах жарових труб. Потрібні подальші

дослідження з розширення області стійкої роботи низькоемісійної газотурбінної камери згоряння такого типу і виключення утворення проскоку полум'я за збільшеного вмісту водню в суміші.

REFERENCES

- [1] ETN Global Report. (2020). Hydrogen gas turbines. The path towards a zero-carbon gas turbine. Retrieved from: <https://etn.global/wp-content/uploads/2020/02/ETN-Hydrogen-Gas-Turbines-report.pdf> (accessed: 06.11.2024).
- [2] Nose, M., Kawakami, T., Araki, H., Senba, N., & Tanimura, S. (2018). Hydrogen-fired gas turbine targeting realization of CO₂-free society. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, 55(4). Retrieved from: <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e554/e554180.pdf> (accessed: 06.11.2024).
- [3] Beital, J., Talibi, M., Sadasivuni, S., & Balachandran, R. (2021). Thermoacoustic instability considerations for high hydrogen combustion in lean premixed gas turbine combustors: A review. Hydrogen, 2, 33–57.
- [4] Tekin, N., Ashikaga, M., Horikawa, A., & Funke, H. (2018). Enhancement of fuel flexibility of industrial gas turbines by development of innovative hydrogen combustion systems. Gas for Energy, 2. Retrieved from: https://www.researchgate.net/publication/332290711_Enhancement_of_fuel_flexibility_of_industrial_gas_turbines_by_development_of_innovative_hydrogen_combustion_systems (accessed: 06.11.2024).
- [5] Soroka, B.S., Pyanykh, K.E., Zgursky, V.O., Gorupa, V.V., & Kudryavtsev, V.S. (2020). Energetychni ta ekolohichni kharakterystyky pobutovykh hazovykh prykladiv pry vykorystanni hazovoi sumishi metan-voden. Naftohazova haluz Ukrainy [Energy and environmental characteristics of household gas appliances using methane-hydrogen mixture as a fuel gas. Oil and Gas Industry of Ukraine], 6, 3–13 [in Ukrainian].
- [6] Amaduzzi, R., Ferrarotti, M., & Parente, A. (2021). Strategies for hydrogen-enriched methane flameless combustion in a quasi-industrial furnace. Frontiers in Energy Research. Retrieved from: <https://www.frontiersin.org/articles/10.3389/fenrg.2020.590300/full> (accessed: 06.11.2024).
- [7] Cappelletti, A., Martelli, F., Bianchi, E., & Trifoni, E. (2014). Numerical redesign of 100 kW MGT combustor for 100% H₂ fueling. Energy Procedia, 45, 1412–1421.
- [8] Barati, S., De Santoli, L., & Lo Basso, G. (2021). Modeling and analysis of a micro gas turbine fuelled with hydrogen and natural gas blends. E3S Web of Conferences, 312, 08012, 1–13.
- [9] Ayed, A.H., Kusterer, K., Funke, H.H.W., Keinz, J., & Bohn, D. (2017). CFD-based exploration of the dry-low-NO_x hydrogen micromix combustion technology at increased energy densities. Propulsion and Power Research, 6(1), 15–24.
- [10] Ayed, A.H., Kusterer, K., Funke, H.H.W., & Keinz, J. (2016). CFD-based improvement of the DLN hydrogen micromix combustion technology at increased energy densities. American Scientific Research Journal for Engineering, Technology, and Sciences (ASRJETS), 26(3), 290–303.
- [11] Vilag, V., Vilag, J., Carlanescu, R., Mangra, A., & Florean, F. (2019). CFD application for gas turbine combustion simulations. In G. Ji & J. Zhu (Eds.), IntechOpen. Retrieved from: <https://www.intechopen.com/chapters/69672> (accessed: 06.11.2024).
- [12] Sayed Reza, S., Rahimi, M., Khoshhal, A., & Alsairafi, A.A. (2010). CFD study on hydrogen-air premixed combustion in a micro scale chamber. Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering, 29(4), 161–172.
- [13] Gobbato, P., Masi, M., Toffolo, A., & Lazzaretto, A. (2011). Numerical simulation of a hydrogen-fuelled gas turbine combustor. International Journal of Hydrogen Energy, 36, 7993–8002.
- [14] Attia, M.E.H., Khechekhouche, A., & Driss, Z. (2018). Numerical simulation of methane-hydrogen combustion in the air: Influence on combustion parameters. Indian Journal of Science and Technology, 11(2), 1–8.
- [15] Serbin, S.I., Kozlovskiy, A.V., & Burunsuz, K.S. (2016). Investigations of non-stationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. IEEE Transactions on Plasma Science, 44(12), 60–2964.
- [16] Launder, B.E., & Spalding, D.B. (1972). Lectures in Mathematical Models of Turbulence. London: Academic Press.
- [17] Matveev, I.B., Serbin, S.I., Vilkul, V.V., & Goncharova, N.A. (2015). Synthesis gas afterburner based on an injector type plasma-assisted combustion system. IEEE Transactions on Plasma Science, 43(12), 3974–3978.
- [18] Matveev, I.B., & Serbin, S.I. (2010). Theoretical and experimental investigations of the plasma-assisted combustion and reformation system. IEEE Transactions on Plasma Science, 38(12), 3306–3312.
- [19] Matveev, I.B., Serbin, S.I., & Washchilenko, N.V. (2016). Plasma-assisted treatment of sewage sludge. IEEE Transactions on Plasma Science, 44(12), 3023–3027.
- [20] Serbin, S.I., Matveev, I.B., & Mostipanencko, G.B. (2015). Plasma-assisted reforming of natural gas for GTL: Part II – Modeling of the methane-oxygen reformer. IEEE Transactions on Plasma Science, 43(12), 3964–3968.
- [21] Matveev, I., Serbin, S., & Lux, S.M. (2008). Efficiency of a hybrid-type plasma-assisted fuel reformation system. IEEE Transactions on Plasma Science, 36(6), 2940–2946.
- [22] Magnussen, B.F., & Hjertager, B.H. (1977). On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In 16th Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute, 16(1), 719–729.
- [23] Yakhot, V., & Orszag, S.A. (1986). Renormalization group analysis of turbulence: I. Basic theory. Journal of Scientific Computing, 1(1), 1–51.

- [24] Magnussen, B.F. (1981). On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reaction in turbulent flow. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Aerospace Sciences Meeting, 19th, St. Louis, 1–7.
- [25] Serbin, S., Burunsuz, K., Dzida, M., Kowalski, J., & Chen, D. (2021). Investigation of ecological parameters of a gas turbine combustion chamber with steam injection for the floating production, storage, and offloading vessel. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. <https://doi.org/10.1007/s40095-021-00433-w>.
- [26] Meloni, R. (2013). Pollutant emission validation of a heavy-duty gas turbine burner by CFD modeling. *Machines*, 2, 81–97.
- [27] Serbin, S., & Burunsuz, K. (2020). Numerical study of the parameters of a gas turbine combustion chamber with steam injection operating on distillate fuel. *International Journal of Turbo and Jet Engines*. <https://doi.org/10.1515/tjeng-2020-0029> (accessed: 06.11.2024).
- [28] ANSYS, Inc. (2013). ANSYS Fluent Theory Guide. 1–780.
- [29] European Parliament and Council. (2010). Directive 2010/75/EU of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control). Retrieved from: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=celex:32010L0075> (accessed: 06.11.2024).
- [30] Cherednichenko, O., Serbin, S., & Dzida, M. (2019). Application of thermo-chemical technologies for conversion of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *Polish Maritime Research*, 3(103), 181–187.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] ETN Global Report. (2020). Hydrogen gas turbines. The path towards a zero-carbon gas turbine. URL: <https://etn.global/wp-content/uploads/2020/02/ETN-Hydrogen-Gas-Turbines-report.pdf> (accessed: 06.11.2024).
- [2] Nose, M., Kawakami, T., Araki, H., Senba, N., & Tanimura, S. (2018). Hydrogen-fired gas turbine targeting realization of CO₂-free society. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 55(4). URL: <https://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e554/e554180.pdf> (accessed: 06.11.2024).
- [3] Beital, J., Talibi, M., Sadasivuni, S., & Balachandran, R. (2021). Thermoacoustic instability considerations for high hydrogen combustion in lean premixed gas turbine combustors: A review. *Hydrogen*, 2, 33–57.
- [4] Tekin, N., Ashikaga, M., Horikawa, A., & Funke, H. (2018). Enhancement of fuel flexibility of industrial gas turbines by development of innovative hydrogen combustion systems. *Gas for Energy*, 2. URL: https://www.researchgate.net/publication/332290711_Enhancement_of_fuel_flexibility_of_industrial_gas_turbines_by_development_of_innovative_hydrogen_combustion_systems (accessed: 06.11.2024).
- [5] Сорока Б.С., П'яних К.С., Згурський В.О., Горупа В.В., Кудрявцев В.С. (2020). Енергетичні та екологічні характеристики побутових газових приладів при використанні газової суміші метан-водень. *Нафтогазова галузь України*, 6, 3–13.
- [6] Amaduzzi, R., Ferrarotti, M., & Parente, A. (2021). Strategies for hydrogen-enriched methane flameless combustion in a quasi-industrial furnace. *Frontiers in Energy Research*. URL: <https://www.frontiersin.org/articles/10.3389/fenrg.2020.590300/full> (accessed: 06.11.2024).
- [7] Cappelletti, A., Martelli, F., Bianchi, E., & Trifoni, E. (2014). Numerical redesign of 100 kW MGT combustor for 100% H₂ fueling. *Energy Procedia*, 45, 1412–1421.
- [8] Barati, S., De Santoli, L., & Lo Basso, G. (2021). Modeling and analysis of a micro gas turbine fuelled with hydrogen and natural gas blends. *E3S Web of Conferences*, 312, 08012, 1–13.
- [9] Ayed, A.H., Kusterer, K., Funke, H.H.W., Keinz, J., & Bohn, D. (2017). CFD-based exploration of the dry-low-NO_x hydrogen micromix combustion technology at increased energy densities. *Propulsion and Power Research*, 6(1), 15–24.
- [10] Ayed, A.H., Kusterer, K., Funke, H.H.W., & Keinz, J. (2016). CFD-based improvement of the DLN hydrogen micromix combustion technology at increased energy densities. *American Scientific Research Journal for Engineering, Technology, and Sciences (ASRJETS)*, 26(3), 290–303.
- [11] Vilag, V., Vilag, J., Carlanescu, R., Mangra, A., & Florean, F. (2019). CFD application for gas turbine combustion simulations. In G. Ji & J. Zhu (Eds.), *IntechOpen*. URL: <https://www.intechopen.com/chapters/69672> (accessed: 06.11.2024).
- [12] Sayed Reza, S., Rahimi, M., Khoshhal, A., & Alsairafi, A.A. (2010). CFD study on hydrogen-air premixed combustion in a micro scale chamber. *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering*, 29(4), 161–172.
- [13] Gobbato, P., Masi, M., Toffolo, A., & Lazzaretto, A. (2011). Numerical simulation of a hydrogen-fuelled gas turbine combustor. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36, 7993–8002.
- [14] Attia, M.E.H., Khechekhouche, A., & Driss, Z. (2018). Numerical simulation of methane-hydrogen combustion in the air: Influence on combustion parameters. *Indian Journal of Science and Technology*, 11(2), 1–8.
- [15] Serbin, S.I., Kozlovskiy, A.V., & Burunsuz, K.S. (2016). Investigations of non-stationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 44(12), 2960–2964.
- [16] Launder, B.E., & Spalding, D.B. (1972). *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. London: Academic Press.
- [17] Matveev, I.B., Serbin, S.I., Vilkul, V.V., & Goncharova, N.A. (2015). Synthesis gas afterburner based on an injector type plasma-assisted combustion system. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 43(12), 3974–3978.
- [18] Matveev, I.B., & Serbin, S.I. (2010). Theoretical and experimental investigations of the plasma-assisted combustion and reformation system. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 38(12), 3306–3312.
- [19] Matveev, I.B., Serbin, S.I., & Washchilenko, N.V. (2016). Plasma-assisted treatment of sewage sludge. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 44(12), 3023–3027.

- [20] Serbin, S.I., Matveev, I.B., & Mostipanencko, G.B. (2015). Plasma-assisted reforming of natural gas for GTL: Part II – Modeling of the methane-oxygen reformer. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 43(12), 3964–3968.
- [21] Matveev, I., Serbin, S., & Lux, S.M. (2008). Efficiency of a hybrid-type plasma-assisted fuel reformation system. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 36(6), 2940–2946.
- [22] Magnussen, B.F., & Hjertager, B.H. (1977). On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In *16th Symposium (International) on Combustion*. The Combustion Institute, 16(1), 719–729.
- [23] Yakhot, V., & Orszag, S.A. (1986). Renormalization group analysis of turbulence: I. Basic theory. *Journal of Scientific Computing*, 1(1), 1–51.
- [24] Magnussen, B.F. (1981). On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reaction in turbulent flow. *American Institute of Aeronautics and Astronautics, Aerospace Sciences Meeting*, 19th, St. Louis, 1–7.
- [25] Serbin, S., Burunsuz, K., Dzida, M., Kowalski, J., & Chen, D. (2021). Investigation of ecological parameters of a gas turbine combustion chamber with steam injection for the floating production, storage, and offloading vessel. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. <https://doi.org/10.1007/s40095-021-00433-w>.
- [26] Meloni, R. (2013). Pollutant emission validation of a heavy-duty gas turbine burner by CFD modeling. *Machines*, 2, 81–97.
- [27] Serbin, S., & Burunsuz, K. (2020). Numerical study of the parameters of a gas turbine combustion chamber with steam injection operating on distillate fuel. *International Journal of Turbo and Jet Engines*. <https://doi.org/10.1515/tjeng-2020-0029> (accessed: 06.11.2024).
- [28] ANSYS, Inc. (2013). *ANSYS Fluent Theory Guide*. 1-780.
- [29] European Parliament and Council. (2010). Directive 2010/75/EU of the European Parliament and of the Council of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control). URL: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=celex:32010L0075> (accessed: 06.11.2024).
- [30] Cherednichenko, O., Serbin, S., & Dzida, M. (2019). Application of thermo-chemical technologies for conversion of associated gas in diesel-gas turbine installations for oil and gas floating units. *Polish Maritime Research*, 3(103), 181–187.

© Яковлев М. Ф., Сербин С. І.

Дата надходження статті до редакції: 12.10.2024

Дата затвердження статті до друку: 25.10.2024