

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Шмарков Олександр Андрійович

УДК 621.438:621.165;
621.125; 662.769.21

ДИСЕРТАЦІЯ

**Ефективність камери згоряння газотурбінного агрегату контактного
типу, що працює на водні**

142 – Енергетичне машинобудування

14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Здобувач: Шмарков Олександр Андрійович

Науковий керівник: Сербін Сергій Іванович, д-р техн. наук, професор

АНОТАЦІЯ

Шмарков О. А. Ефективність камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 “Енергетичне машинобудування”. – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, 2026.

Необхідність виконання вимог законодавчих актів міжнародних організацій, в тому числі Міжнародної морської організації (ІМО) щодо зниження впливу енергетики на навколишнє середовище визначає запит практики, спрямований на розробку та адаптацію енергоефективних технологій в стаціонарну та суднову енергетику шляхом комплексного впровадження новітніх установок, визначення діапазонів їх досяжних параметрів з розробкою науково обґрунтованих перспективних схемних рішень, які забезпечують підвищення ефективності використання паливних ресурсів, мінімізацію викидів діоксиду вуглецю та інших шкідливих речовин в навколишнє середовище.

На початку 2020 р. Європейський Союз прийняв Європейський зелений договір. Це - стратегія, яка повинна зробити Європу кліматично нейтральною до 2050 року, це - план досягнення практично нульового викиду парникових газів і нульового сумарного забруднення навколишнього середовища. В якості одного з ключових партнерів для реалізації цих планів розглядається Україна. Запропонована концепція застосування водню в газотурбінних агрегатах контактного типу відповідає основним тенденціям розвитку сучасних енергетичних систем і є актуальною. Її слід вважати одним з перспективних напрямків підвищення ефективності декарбонізованих енергетичних модулів.

На теперішній час існують дуже обмежені дані про можливість безпосереднього використання чистого водню в газотурбінних установках

контактного типу (з впорскуванням водяної пари до камери згоряння). Відомо, що в світовій практиці існує практично тільки один приклад промислового використання в Україні так званої технології “Водолій” (газотурбінна установка з конденсацією водяної пари в контактному конденсаторі) для перекачування природного газу. Новизна даної роботи полягає в тому, що принципи використання газотурбінної енергетичної системи поєднуються з можливостями ефективного та екологічно чистого спалювання водню в дифузійних камерах згоряння зі ступінчастим впорскуванням водяної пари по довжині жарової труби. Закономірності робочого процесу таких камер згоряння при роботі на водні до теперішнього часу практично невідомі.

Це дасть змогу розширити уявлення про фізико-хімічні процеси в камерах згоряння (КЗ) газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на чистому водні, а також забезпечити ефективну роботу паливоспалюючих пристроїв на чистому водні.

Тому робота є значимою для отримання нових знань про: 1) особливості ефективного застосування водню в контактних газотурбінних установках; 2) закономірності та параметри процесів фізико-хімічних перетворень водню в камерах згоряння зі ступінчастим впорскуванням водяної пари; 3) утворення і розкладання токсичних компонентів в високофорсованих камерах згоряння.

Ці нові знання можуть бути використані на практиці при створенні новітніх вітчизняних контактних газотурбінних установках, що працюють на водні. На основі запропонованих математичних моделей робочого процесу в може бути проведена оптимізація геометричних і режимних параметрів камер згоряння новітніх декарбонізованих енергетичних установок. Це дозволить прискорити перебудову економіки та енергетичних систем України з метою зменшення викидів парникових газів і інших шкідливих компонентів, що в перспективі забезпечить зниження навантаження на навколишнє середовище.

Метою роботи є підвищення ефективності та екологічної чистоти камер згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на чистому

водні, за рахунок вибору їх раціональних режимних і геометричних параметрів.

Новизна отриманих результатів дослідження полягає у наступному:

1. Вперше обґрунтовано ефективність спалювання чистого водню в газотурбінних агрегатах контактного типу вітчизняного виробництва з впорскуванням перегрітої пари в камеру згоряння на основі вдосконаленої тривимірної математичної моделі процесів турбулентного горіння, яка відрізняється від відомих наявністю детального кінетичного механізму окиснення водню з урахуванням ступінчастого підведення пари по довжині жарової труби.

2. Вперше отримано фізико-хімічні закономірності реагування водню в високофорсованій камері згоряння ГТД при підведенні екологічної і енергетичної пари відповідно в первинну зону камери та зону розбавлення для зменшення викидів оксидів азоту і підвищення питомої потужності енергетичної системи.

3. Вперше теоретичним шляхом отримано, що в камері згоряння газотурбінного агрегату контактного типу зі ступінчастим впорскуванням пари раціональні значення відношення масових витрат первинного та вторинного повітря при сталій їх сумарній витраті становлять 0.8-0.9, а відношення масових витрат екологічної та енергетичної пари при сталій їх сумарній витраті становлять 1.0-1.1, що забезпечує емісію оксидів азоту менше 25 ppmvd у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню та відповідає Європейським нормам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами.

4. Вдосконалено підхід до аналізу основних параметрів, які впливають на характеристики вигорання сумішей водню з повітрям і перегрітою парою, який ґрунтується на використанні реакторної моделі камери згоряння ГТД, що являє собою сукупність реакторів ідеального змішування, проточних реакторів та адіабатичних змішувачів та враховує основні кінетичні фактори, які обумовлюють процеси згоряння палива.

5. Подальшого розвитку набув метод числового тривимірного прогнозування енергетичних і екологічних характеристик камер згоряння ГТД, що працюють на водні, на основі детальних хімічних механізмів реагування, які враховують утворення проміжних нестабільних з'єднань, а також утворення і розкладання оксидів азоту.

Наукове значення роботи полягає у розширенні знань про фізико-хімічні процеси в камерах згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на чистому водні з урахуванням ступінчастого підведення екологічної і енергетичної пари по довжині жарової труби.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці практичних рекомендацій з використання водневого палива в газотурбінних агрегатах контактного типу, на підставі яких розроблено конструктивну схему камери згоряння КГТА потужністю 55,27 МВт зі ступінчастим підведенням перегрітої пари по довжині жарової труби. Запропоновані тривимірна математична модель робочого процесу в камері згоряння ГТД з впорскуванням пари і використанням водню в якості основного палива, та реакторна модель, яка враховує детальні кінетичні особливості вигорання водню, здатні прогнозувати енергетичні і екологічні характеристики найсучасніших газотурбінних агрегатів. На їх основі може бути проведена оптимізація геометричних і режимних параметрів камер згоряння новітніх декарбонізованих енергетичних систем.

За розташуванням матеріалу робота побудована наступним чином:

Вступна частина присвячена обґрунтуванню тематики дослідження, її актуальності, відповідності світовим тенденціям, показано зв'язок з існуючими дослідженнями, визначено об'єкт та предмет дослідження, його мету і задачі, описано методи, висвітлено головні аспекти методології дослідження та верифікації отриманих даних, визначено наукову новизну й практичне значення роботи, представлено послідовність викладення результатів дослідження у публікаціях та ступінь апробації на конференціях.

У першому розділі проаналізовано сучасний стан досліджень на тему використання чистого водню в якості палива контактних газотурбінних двигунів, досліджено підходи до створення високоефективних камер згоряння, розглянуто можливість застосування контактних газотурбінних двигунів на судах типу FPSO (Floating Production, Storage and Offloading) та обґрунтовано необхідність проведення дисертаційного дослідження з даної тематики.

У другому розділі описана методологія дослідження робочих процесів в камерах згоряння газотурбінних двигунів контактного типу, що працюють на водні. За допомогою математичного апарату описано процеси горіння водневого палива, особливості турбулізації і теплообміну потоків, можливості числового розв'язання систем диференціальних рівнянь за допомогою CFD-комплексів (Computational Fluid Dynamics).

Третій розділ присвячено опису розробленої схеми гібридної газо-паротурбінної установки, яка складається з базового ГТД простої схеми з теплоутилізуючим контуром та контактного газотурбінного агрегату з впорскуванням водяної пари в камеру згоряння. Представлено розроблену математичну модель термодинамічних процесів в елементах цієї енергетичної системи та результати теоретичних досліджень закономірностей зміни параметрів гібридної газо-паротурбінної установки в залежності від потужності.

У четвертому розділі детально розглядається методологія дослідження робочих процесів в камері згоряння контактного газотурбінного двигуна з двоступінчастим впорскуванням водяної пари і чистим воднем в якості основного палива, дано опис розробленої геометричної та кінцево-елементної тетраедральної моделей камери. Проведено тривимірні розрахунки робочого процесу камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні, з використанням одноступінчастої схеми горіння, що дозволило виявити раціональні співвідношення витрат екологічної пари і повітря через компресор двигуна.

У п'ятому розділі розроблено реакторну модель камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні, проведено оптимізаційні розрахунки

паливоспалюючого пристрою з метою покращення екологічних показників. Виявлено, що ефективним способом зниження викидів оксидів азоту є зменшення прохідного перерізу завихрювача, зменшення відношення витрат первинного та вторинного повітря та збільшення відношення витрат екологічної та енергетичної пари. Знайдено раціональні значення відношень витрат первинного та вторинного повітря, а також витрат екологічної та енергетичної пари через камеру для забезпечення Європейських норм на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами. Розроблено рекомендації щодо вдосконалення конструктивної схеми камери згоряння для її роботи на водні в складі вітчизняного газотурбінного агрегату контактного типу.

Ключові слова: газотурбінний двигун; двигун внутрішнього згоряння; судновий дизель; судновий двигун; судова електростанція; зелена енергія; паливо; водень; гібридні установки; рекуперація відхідної теплоти; камера згоряння; екологічні показники; альтернативні палива; теплопередача; поверхня теплообміну; робочий процес; відпрацьовані гази; ефективність; механічні втрати; термодинамічний аналіз; компресорний агрегат; викиди діоксиду вуглецю.

Публікації, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Сербін С. І., Шмарков О. А. Параметри гібридної газопарової установки, що працює на водневому паливі. *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв: НУК, 2023. № 1 (490). С. 103–110. DOI: [https://doi.org/10.15589/znp2023.1\(490\).13](https://doi.org/10.15589/znp2023.1(490).13) (входить до переліку наукових фахових видань України, кат. Б).

2. Сербін С. І., Шмарков О. А. Характеристики камери згоряння гібридної газопарової установки, що працює на водневому паливі, для судна FPSO. *Shipbuilding and Marine Infrastructure*. Миколаїв: НУК, 2023. № 1 (17). С. 22–30. DOI: [https://doi.org/10.15589/smi2022.1\(17\).03](https://doi.org/10.15589/smi2022.1(17).03) (входить до переліку наукових фахових видань України, кат. Б).

3. Shmarkov O., Serbin S., Bondarenko M. Utilizing CFD technology in the design of the combustion chamber for the hydrogen-powered hybrid energy system. *Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham: Springer, 2024. Vol. 1008. P. 409–419. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_35 (індексується у наукометричних базах Scopus та Web of Science, квартиль Q4, E-ISSN 2367-3389).

4. Шмарков О. А. Використання детальних кінетичних моделей горіння водню при CFD-моделюванні процесів у газотурбінних установках офшорних суден. *Shipbuilding and Marine Infrastructure*. Миколаїв: НУК, 2024. № 1 (18). С. 18–26. DOI: [https://doi.org/10.15589/smi2024.1\(18\).03](https://doi.org/10.15589/smi2024.1(18).03) (входить до переліку наукових фахових видань України, кат. Б).

5. Serbin S., Shmarkov O. Hybrid Gas and Steam Turbine Power Plant for FPSO Vessel. *IET Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2023. Issue 31. P. 533–536. DOI: <https://doi.org/10.1049/icp.2024.0271> (індексується у наукометричній базі Scopus, квартиль Q4, ISSN 2732-4494).

6. Shmarkov O., Serbin S., Korobko V. Using Detailed Kinetic Schemes for CFD Calculations of Hydrogen-Fueled Gas Turbine Combustion Chamber Processes. *Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham : Springer, 2025. Vol. 1474. P. 205–214. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7_17 (індексується у наукометричних базах Scopus та Web of Science, квартиль Q4, E-ISSN 2367-3389).

7. Сербін С. І., Шмарков О. А. Оптимізація екологічних параметрів камери згоряння контактного газотурбінного двигуна, що працює на водні, з використанням реакторної моделі. *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв : НУК, 2025. № 2 (500). С. 119–125. DOI: [https://doi.org/10.15589/znp2025.2\(500\).17](https://doi.org/10.15589/znp2025.2(500).17) (входить до переліку наукових фахових видань України, кат. Б).

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

8. Сербін С. І., Діасамідзе Б. Т., Шмарков О. А. Можливості застосування водневого палива при роботі камери згоряння гібридної газотурбінної

установки. *Суднова енергетика: стан і проблеми: Матеріали XI Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : Торубара В.В., 2023. С. 41–44.

9. Діасамідзе Б. Т., Шмарков О. А. Можливості використання газотурбінних двигунів у морському транспорті. *Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : Торубара В.В., 2023. С. 44–49.

10. Сербін С. І., Шмарков О. А. Обґрунтування можливостей використання водню в якості палива для ГТД контактного типу. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : Торубара В.В., 2022. С. 130–132.

11. Shmarkov O. Possibilities of using hydrogen fuel in hybrid gas-steam units. *Innovative Approaches to Solving Scientific Problems: Proceedings of the XIX International Scientific and Practical Conference*. Tokyo, Japan, 16–19 May 2023. С. 421–423.

12. Сербін С. І., Шмарков О. А., Daifen Chen., Jianming Zhang. Підвищення якості розрахунків роботи камери згоряння з впорскуванням пари шляхом застосування багаторівневих механізмів окиснення палива. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : Іліон, 2024. С. 144–146.

13. Сербін С. І., Шмарков О. А. Використання реакторної моделі для прогнозування екологічних параметрів камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : НУК, 2025. С. 382–386.

14. S. Serbin, O. Shmarkov, O. Cherednichenko, B. Lychko, N. Korobyeynikova, K. Burunsuz. Hydrogen-Powered Combined Gas and Steam Energy System. *Proceedings of 29th International Scientific Conference. Transport Means 2025*. Klaipeda: TECHNOLOGIJA, 2025. pp. 41-46. DOI: <https://drive.google.com/file/d/13aqjL0IOWO85vJ2FMylfPtZf4xFQCHnM/view?usp=sharing> (ISSN 1822-296 X (print); ISSN 2351-7034 (on-line)).

ABSTRACT

Shmarkov O.A. The efficiency of combustion chambers of contact-type gas turbine engines operating on hydrogen. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 142 "Power Machinery". – Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, 2026.

The necessity to comply with the requirements of legislative acts issued by international organizations, including the International Maritime Organization (IMO), regarding the reduction of the environmental impact of energy systems, defines a clear practical demand focused on the development and adaptation of energy-efficient technologies for stationary and marine power engineering. This is to be achieved through the comprehensive implementation of advanced installations, the determination of their achievable operating parameters, and the development of scientifically justified prospective system solutions that ensure increased efficiency in fuel resource utilization and minimize carbon dioxide emissions and other harmful substances into the environment.

At the beginning of 2020, the European Union adopted the European Green Deal – a strategic framework aimed at making Europe climate-neutral by 2050. This initiative outlines a roadmap for achieving near-zero greenhouse gas emissions and eliminating cumulative environmental pollution. Ukraine is considered one of the key partners in implementing these objectives. The proposed concept of utilizing hydrogen in contact-type gas turbine units aligns with the main trends in the development of modern energy systems and remains highly relevant. It should be regarded as one of the promising directions for enhancing the efficiency of decarbonized energy modules.

Currently, there is very limited data available regarding the direct use of pure hydrogen in contact-type gas turbine systems (with steam injection into the combustion chamber). It is known that, globally, there is practically only one

documented example of industrial implementation of such a system in Ukraine – the so-called "Aquarius" technology used for natural gas compression. The novelty of this study lies in the integration of gas turbine energy system principles with the potential for efficient and environmentally friendly hydrogen combustion in diffusion-type combustion chambers with injection of ecological and power steam. The thermodynamic and combustion characteristics of such chambers operating on hydrogen remain largely unexplored to date.

This will make it possible to broaden the understanding of the physicochemical processes occurring in the combustion chambers of contact-type gas-turbine units operating on pure hydrogen, as well as to ensure the efficient operation of fuel-combustion devices using pure hydrogen.

Therefore, the study has significant potential for generating new knowledge in the following areas: 1) the specific features of the efficient use of hydrogen in contact-type gas-turbine installations; 2) the regularities and parameters of physicochemical transformation processes of hydrogen in combustion chambers with injection of ecological and power steam; 3) the formation and decomposition of toxic components in highly boosted combustion chambers.

These new insights can be applied in practice during the development of next-generation domestic contact gas-turbine installations operating on hydrogen. Based on the proposed mathematical models of the working process, it becomes possible to optimize the geometric and operating parameters of combustion chambers for advanced decarbonized power units. This will contribute to accelerating the transformation of Ukraine's economy and energy systems toward reduced greenhouse gases emissions and lower levels of other harmful pollutants, ultimately decreasing the environmental burden in the long term.

The aim of the study is to enhance the efficiency and environmental performance of combustion chambers in contact-type gas turbine units operating on pure hydrogen by selecting their rational operating and geometric parameters.

The scientific novelty of the obtained research results can be summarized as follows:

1. For the first time, the efficiency of pure hydrogen combustion in domestically produced hybrid contact-type gas–steam turbine installations with superheated steam injection into the combustion chamber has been substantiated. This is based on a developed three-dimensional mathematical model of turbulent combustion processes, which differs from existing models by incorporating a detailed kinetic mechanism of hydrogen oxidation with consideration of staged steam injection along the length of the combustor.

2. For the first time, physicochemical regularities of hydrogen reactivity have been obtained for a highly boosted gas turbine combustion chamber with the injection of ecological steam to the primary zone and power steam to the dilution zone, aimed at reducing nitrogen oxide emissions and increasing the specific power of the energy system.

3. For the first time, theoretical studies have established that in a contact-type gas turbine combustion chamber with staged steam injection, the rational mass-flow ratio of primary to secondary air at a constant total air flow ranges from 0.8 to 0.9. The rational mass-flow ratio of ecological to power steam at a constant total steam flow ranges from 1.0 to 1.1. These ratios ensure nitrogen oxide emissions below 25 ppmvd when recalculated to a dry mixture with 15% oxygen content, which complies with European emission standards for gas-turbine engines.

4. The approach to analyzing key parameters affecting the burnout characteristics of hydrogen–air–superheated-steam mixtures has been improved. This approach is based on the use of a reactor model of a gas turbine combustion chamber, representing a combination of perfectly stirred reactors, plug-flow reactors, and adiabatic mixers, while accounting for the principal kinetic factors governing fuel combustion processes.

5. The method of three-dimensional numerical prediction of the energy and environmental performance of hydrogen-fueled gas turbine combustion chambers has been further developed. It employs detailed chemical reaction mechanisms that account for the formation of intermediate unstable compounds as well as the formation and decomposition of nitrogen oxides.

The scientific significance of the work lies in expanding the understanding of physicochemical processes in combustion chambers of contact-type gas turbine units operating on pure hydrogen, considering staged injection of ecological and power steam along the combustor tube.

The practical significance of the obtained results is reflected in the development of practical recommendations for the use of hydrogen fuel in contact gas turbine installations. These recommendations formed the basis for designing a structural configuration of a 55.27 MW contact-type gas turbine combustion chamber with staged steam injection along the length of the combustor tube. The proposed three-dimensional mathematical model of the working process in a hydrogen-fueled, steam injected gas turbine combustion chamber, together with the reactor model accounting for detailed kinetic features of hydrogen combustion, enables prediction of the energy and environmental characteristics of state-of-the-art gas turbine units. These models can be used to optimize the geometric and operating parameters of combustion chambers for the newest decarbonized energy systems.

The thesis is structured as follows:

The introductory part provides a rationale for the research topic, its relevance, and alignment with global trends. It demonstrates the connection to existing studies, defines the research object and subject, outlines the goals and tasks, describes the employed methods, and highlights key aspects of the research methodology and data verification. The scientific novelty and practical significance of the work are identified. The sequence of research results presentation in publications and the degree of their approval at conferences are also presented.

Chapter 1 analyzes the current state of research on the use of pure hydrogen as a fuel for contact-type gas turbine engines, examines approaches to the development of high efficiency combustion chambers, considers the potential application of contact gas-turbine engines on FPSO vessels, and substantiates the need for conducting a dissertation study on this topic.

Chapter 2 describes the research methodology for analyzing the working processes in combustion chambers of contact-type gas turbine engines operating on hydrogen. Using mathematical tools, the chapter outlines the hydrogen fuel combustion processes, the specific features of flow turbulization and heat transfer, and the capabilities of numerically solving systems of differential equations using CFD packages.

Chapter 3 is dedicated to the description of the developed hybrid gas–steam installation, which consists of a basic simple-cycle gas turbine unit with a heat-recovery circuit and a contact-type gas-turbine unit with water-steam injection into the combustion chamber. The chapter presents the developed mathematical model of the thermodynamic processes in the components of this power system, as well as the results of theoretical studies on the regularities of parameter changes in the hybrid gas–steam installation depending on its power output.

Chapter 4 provides a detailed examination of the research methodology for analyzing the working processes in the combustion chamber of a contact-type gas turbine engine with two-stage steam injection and pure hydrogen as the main fuel. It includes a description of the developed geometric and tetrahedral finite-element models of the chamber. Three-dimensional calculations of the combustion chamber operation with steam injection using hydrogen as fuel were performed based on a single-stage combustion scheme, which allowed the determination of rational ratios of ecological steam and air flow through the engine compressor.

Chapter 5 presents the development of a reactor model of a combustion chamber with steam injection operating on hydrogen, and optimization calculations of the fuel-combustion device aimed at improving environmental performance. It was determined that an effective way to reduce nitrogen oxide emissions is to decrease the throat area of the swirler, reduce the mass-flow ratio of primary to secondary air, and increase the mass-flow ratio of ecological to power steam. Rational values of the mass-flow ratios of primary to secondary air, as well as ecological to power steam through the chamber, were identified to ensure compliance with European emission standards for toxic components from gas-

turbine engines. Recommendations were developed for improving the design of the combustion chamber for hydrogen operation within a domestically produced contact-type gas turbine unit.

Keywords: gas turbine engine; internal combustion engine; marine diesel; marine engines; marine power plant; green energy; fuel; hydrogen; hybrid plants; waste heat recovery; combustion chamber; environmental indicators; alternative fuels; heat transfer; heat transfer surface; operating conditions; exhaust gases; efficiency; mechanical losses; thermodynamic analysis; compressor unit; carbon dioxide emissions.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
ABSTRACT	10
ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ ТА СКОРОЧЕНЬ.....	18
ВСТУП	20
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ РОБОТИ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТИВ КОНТАКТНОГО ТИПУ НА ЧИСТОМУ ВОДНІ В СКЛАДІ ГІБРИДНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МОДУЛІВ.....	26
1.1 Можливості адаптації водневих технологій в енергетичне машинобудування.....	26
1.2 Визначення науково обґрунтованих напрямків створення високоєфективних камер згоряння газотурбінних агрегатів, що працюють на водні	29
1.3 Аналіз можливостей використання контактного газотурбінного агрегату на судах типу FPSO	40
1.4 Обґрунтування необхідності проведення досліджень за обраною темою	45
Висновки по першому розділу.....	46
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТУ КОНТАКТНОГО ТИПУ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ.....	47
2.1 Задачі досліджень робочих процесів в камері згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні	47
2.2 Методи теоретичних досліджень та формування математичної моделі....	50
2.3 Методи розв'язання системи рівнянь, що описують процеси в камері згоряння ГТД, що працює на водні.....	64
Висновки по другому розділу	66
РОЗДІЛ 3 ВДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІБРИДНОЇ ГАЗО-ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ.....	67
3.1 Розробка принципової схеми гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні	67
3.2 Математична модель гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні	69
3.2.1 Математична модель перерахунку параметрів ГТД UGT32000 в умовах ISO при наявності в схемі УПГ	69
3.2.2 Математична модель УПГ базового ГТД.....	70
3.2.3 Математична модель потужності ПТ і ККД ТУК базового ГТД.....	72

3.2.4 Математична модель КГТД з ТУК і паровим охолодженням лопаток турбін	74
3.3 Дослідження параметрів гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні	88
Висновки по третьому розділу	93
РОЗДІЛ 4 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ КГТД З ВПОРСУВАННЯМ ПАРИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ	95
4.1 Методологія досліджень камери згоряння КГТД з впорскуванням пари, що працює на водні	95
4.2 Характеристики камери згоряння, що працює на водні, отримані з застосуванням одноступінчастої моделі горіння	100
4.3 Характеристики камери згоряння, що працює на водні, отримані з застосуванням багатоступінчатих моделей горіння	110
Висновки по четвертому розділу	116
РОЗДІЛ 5 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТД З ВПОРСКУВАННЯМ ПАРИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ	117
5.1 Реакторна модель камери згоряння ГТД	117
5.2 Розробка реакторної моделі камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні	125
5.3 Теоретичні дослідження камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні, з використанням реакторної моделі	127
5.3.1 Вплив витрати повітря через завихрювач на екологічні показники камери	127
5.3.2 Вплив розподілу первинного та вторинного повітря на екологічні показники камери	129
5.3.3 Вплив розподілу екологічної та енергетичної пари на екологічні показники камери	130
5.3.4 Рекомендації з вдосконалення камери згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на водні	132
Висновки по п'ятому розділу	135
Висновки по роботі	136
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	138
ДОДАТОК А.	152
ДОДАТКИ Б. Документи про впровадження роботи	154

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ ТА СКОРОЧЕНЬ

Позначення

A_t – площа поперечного перерізу реактора, м^2 ;

C_k – концентрація k -го компонента, кг/м^3 ;

c_p – питома ізобарна теплоємність суміші, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

F_{sw} – площа прохідного перерізу завихрювача, м^2 ;

F_k – об'ємна витрата k -го компонента, $\text{м}^3/\text{с}$;

G_{ener} – витрата енергетичної пари через камеру згоряння, кг/с ;

G_{ecol} – витрата екологічної пари через камеру згоряння, кг/с ;

G_{prime} – витрата первинного повітря через камеру згоряння, кг/с ;

G_{sec} – витрата вторинного повітря через камеру згоряння, кг/с ;

h_k – питома ентальпія k -го компонента в об'ємі реактора, Дж/кг ;

ΔH_R – теплота реакції, Дж ;

$\vec{J}_q$ – густина теплового потоку суміші кг/с^3 ;

L_0 – стехіометрична кількість повітря кг/кг ;

$\dot{m}$ – масова витрата, кг/с ;

$\dot{n}_k$ – мольна витрата k -го компонента, моль/с ;

N_k – кількість речовини k -го компонента, моль ;

p_w – парціальний тиск, Па ;

P – тиск в реакторі, Па ;

r_k – швидкість хімічної реакції для k -го компонента, $\text{моль}/(\text{л} \cdot \text{с})$;

T_c – температура реактора, К ;

u – середня швидкість в проточному реакторі, м/с ;

V^t – об'єм реагуючої рідини, м^3 ;

V – об'єм реактора, м^3 ;

W_k – молекулярна вага k -го компонента, кг/моль ;

Y_k – масова частка k -го компонента;

Скорочення

DNS – Direct Numerical Simulation;
ED – Eddy Dissipation Model;
EDC – Eddy Dissipation Concept;
FRC – Finite-Rate Chemistry;
IEA – International Energy Agency;
IMO – International Maritime Organization;
LES – Large Eddy Simulation;
LFM – Laminar Flamelet Model;
NCS – Norwegian Continental Shelf;
ppm – parts per million;
ppmvd – parts per million by volume on a dry basis;
RANS – Reynolds Averaged Navier– Stokes;
STIG – Steam-Injected Gas Turbine;
АЗ – адіабатичний змішувач;
ВП – випарний пучок;
ГПК – газопаровий конденсатор;
ГТА - газотурбінний агрегат;
ГТД – газотурбінний двигун;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
ПП – пароперегрівний пучок;
ПР – проточний реактор;
ПТ – парова турбіна;
РІЗ – реактор ідеального змішування;
ТУК – теплоутилізуючий контур;
УПГ – утилізаційний парогенератор

Індекси

$i/k/j$ – $i/k/j$ -й компонент

* - значення на вході;

iso – параметри в умовах ISO.

ВСТУП

При зростаючих потребах в екологічно чистих джерелах енергії використання водню в гібридних декарбонізованих енергетичних системах з ГТД стає все більш актуальним. Необхідність виконання вимог законодавчих актів міжнародних організацій, в тому числі Міжнародної морської організації щодо зниження впливу енергетики на навколишнє середовище визначає **запит практики**, спрямований на розробку та адаптацію енергоефективних технологій в стаціонарну та суднову енергетику шляхом комплексного впровадження новітніх установок, визначення діапазонів їх досяжних параметрів з розробкою науково обґрунтованих перспективних схемних рішень, які забезпечують підвищення ефективності використання паливних ресурсів, декарбонізацію енергетичних систем, мінімізацію викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище.

Вивченням питань можливостей застосування альтернативних видів палива, зокрема водню, в у якості палива ГТД займаються такі провідні компанії як: Rolls-Royce plc, Siemens Energy AG, GE Vernova Gas Power, Solar Turbines Inc., Ansaldo Energia S.p.A., MAN Energy Solutions SE, Kawasaki Heavy Industries, Ltd., Niigata Power Systems Co., Ltd., АТ “Зоря”-“Машпроект” та ін.

Незважаючи на велику кількість наукових досліджень в області організації робочого процесу в камерах згоряння ГТД, що працюють на водні (роботи Сербіна С.І., Тимошевського Б.Г., Ткача М.Р., Солов’я В.В., Русанова А.В. Beita J., Talibi M., Sadasivuni S., Barati S., De Santoli L., Lo Basso G., Banihabib R., Lingstädt T., Wersland M., Kutne P., Nemir G., Hamse H. Daesik K.), існують невирішені питання, які виникають з фізико-хімічних властивостей цього палива, практично відсутні дані з ефективності спалювання чистого водню в високофорсованих камерах газотурбінних агрегатів контактного типу з впорскуванням пари в камеру згоряння.

З огляду на це, **науково-прикладне завдання** розроблення високоефективної камери згоряння контактного газотурбінного агрегату з впорскуванням водяної пари в паливоспалюючий пристрій, що працює на

водні і відповідає сучасним міжнародним нормам на викиди токсичних компонентів, є важливим і має значний практичний інтерес.

Актуальність дисертаційного дослідження визначається:

1. Необхідністю підвищення ефективності та екологічності енергетичних систем суднових та стаціонарних газотурбінних та комбінованих енергетичних установок, що працюють на екологічно чистих видах палива, таких як водень.

2. Потребою в розширенні знань про фізико-хімічні процеси в камерах згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу з впорскуванням пари, що працюють на чистому водні.

3. Відсутністю даних про роботу газотурбінних агрегатів контактного типу при використанні водневого палива та ступінчастому підведенні водяної пари в жарову трубу камери згоряння.

4. Запитом на вдосконалення існуючої вітчизняної газо-паротурбінної установки з впорскуванням пари типу «Водолій» та переведення її на чистий водень.

Основою дослідження є **робоча гіпотеза**, згідно з якою використання чистого водню в якості основного палива в газотурбінних агрегатах контактного типу з впорскуванням пари в камеру згоряння є ефективним засобом декарбонізації енергетичних систем.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Основні результати дисертаційної роботи отримано в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки в Україні: напрям 3 "Енергетика та енергоефективність" відповідно до тематичного плану науково-дослідних робіт Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова: № ДР 0123U101952 "Гібридна суднова енергетична система твердооксидних паливних елементів і газової турбіни з перерозширенням" (2022-2023 рр.), № ДР 0125U001716 "Науково-технічні основи використання аміаку в якості палива в гібридних енергетичних системах з газотурбінними двигунами" (2025-2026 рр.), в яких автор приймав участь в якості виконавця.

Метою роботи визначено підвищення ефективності та екологічної чистоти камер згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на чистому водні, за рахунок вибору їх раціональних режимних і геометричних параметрів.

Задачі наукового дослідження:

1. Обґрунтування можливості роботи камер згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу на чистому водні.
2. Визначення науково обґрунтованих напрямків створення вискоелективних камер згоряння газотурбінних агрегатів, що працюють на водні.
3. Вдосконалення математичних моделей робочого процесу камери згоряння з впорскуванням водяної пари, що працює на водні.
4. Обґрунтування кінетичних схем горіння водню в камері згоряння з впорскуванням пари.
5. Теоретичні дослідження аеродинаміки потоків та утворення токсичних компонентів в камері згоряння газотурбінного агрегату, що працює на водні.
6. Розробка практичних рекомендацій з вдосконалення камери згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на водні.

Об'єктом дослідження є робочі процеси в камері згоряння газотурбінного агрегату контактного типу з впорскуванням пари, яка працює на водні.

Предметом дослідження є закономірності протікання робочого процесу в камері згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, яка працює на водні, та її енергетичні і екологічні характеристики.

Методи дослідження. Головними методами дисертаційного дослідження є системний аналіз та тривимірне математичне моделювання процесів у камерах згоряння газотурбінних двигунів із впорскуванням пари, а також узагальнення результатів та синтез нових знань. Для теоретичного вивчення процесів у камерах згоряння із ступінчастим впорскуванням пари по довжині жарової труби застосовано підхід, що ґрунтується на числовому

розв'язанні систем диференційних рівнянь, які описують основні закони збереження енергії та перенесення хімічних компонентів у турбулентному хімічно реагуючому середовищі. Розрахунки виконано з використанням програмного комплексу ANSYS Fluent.

Новизна результатів, одержаних в дисертації, полягає в наступному.

1. Вперше обґрунтовано ефективність спалювання чистого водню в газотурбінних агрегатах контактного типу вітчизняного виробництва з впорскуванням перегрітої пари в камеру згоряння на основі вдосконаленої тривимірної математичної моделі процесів турбулентного горіння, яка відрізняється від відомих наявністю детального кінетичного механізму окиснення водню з урахуванням ступінчастого підведення пари по довжині жарової труби.

2. Вперше отримано фізико-хімічні закономірності реагування водню в високофорсованій камері згоряння ГТД при підведенні екологічної і енергетичної пари відповідно в первинну зону камери та зону розбавлення для зменшення викидів оксидів азоту і підвищення питомої потужності енергетичної системи.

3. Вперше теоретичним шляхом отримано, що в камері згоряння газотурбінного агрегату контактного типу зі ступінчастим впорскуванням пари раціональні значення відношення масових витрат первинного та вторинного повітря при сталій їх сумарній витраті становлять 0.8-0.9, а відношення масових витрат екологічної та енергетичної пари при сталій їх сумарній витраті становлять 1.0-1.1, що забезпечує емісію оксидів азоту менше 25 ppmvd у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню та відповідає Європейським нормам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами.

4. Вдосконалено підхід до аналізу основних параметрів, які впливають на характеристики вигорання сумішей водню з повітрям і перегрітою парою, який ґрунтується на використанні реакторної моделі камери згоряння ГТД, що являє собою сукупність реакторів ідеального змішування, проточних реакторів

та адіабатичних змішувачів та враховує основні кінетичні фактори, які обумовлюють процеси згоряння палива.

5. Подальшого розвитку набув метод числового тривимірного прогнозування енергетичних і екологічних характеристик камер згоряння ГТД, що працюють на водні, на основі детальних хімічних механізмів реагування, які враховують утворення проміжних нестабільних з'єднань, а також утворення і розкладання оксидів азоту.

Достовірність отриманих результатів забезпечується використанням сучасних розрахункових методів і інструментів, відповідністю прийнятих у математичній моделі допущень реальним процесам горіння водневого палива, задовільною узгодженістю результатів розрахунків із даними, наведеними іншими дослідниками, а також внутрішньою логічністю отриманих висновків, що не суперечать практиці проектування сучасних газотурбінних установок та їх камер згоряння.

Наукове значення роботи полягає у розширенні знань про фізико-хімічні процеси в камерах згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на чистому водні з урахуванням ступінчастого підведення екологічної і енергетичної пари по довжині жарової труби.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці практичних рекомендацій з використання водневого палива в газотурбінних агрегатах контактного типу, на підставі яких розроблено конструктивну схему камери згоряння КГТА потужністю 55,27 МВт зі ступінчастим підведенням перегрітої пари по довжині жарової труби. Запропоновані тривимірна математична модель робочого процесу в камері згоряння ГТД з впорскуванням пари і використанням водню в якості основного палива, та реакторна модель, яка враховує детальні кінетичні особливості вигорання водню, здатні прогнозувати енергетичні і екологічні характеристики найсучасніших газотурбінних агрегатів. На їх основі може бути проведена оптимізація геометричних і режимних параметрів камер згоряння новітніх декарбонізованих енергетичних систем.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати, висновки та рекомендації, які наведені у дисертації та виносяться на захист, отримано автором самостійно та опубліковано у 14 наукових працях. У роботах опублікованих здобувачем у співавторстві: обґрунтовано можливість використання водню в якості палива для ГТД контактного типу [1-3, 5-13]; розроблено математичну модель роботи гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні [1, 3, 5, 14]; розглянуто питання підвищення екологічності газотурбінних агрегатів контактного типу з впорскуванням пари в камеру згоряння [2-4, 6, 7, 9-13]; доведено можливість застосування гібридних установок на суднах типу FPSO [2-6]; розглянуто можливість застосування детальних кінетичних моделей горіння водневого палива з урахуваннями утворення оксидів азоту для моделювання робочого процесу у газотурбінній камері згоряння, що працює на водні, з двоступінчастим підведенням пари [4, 6, 12]; розроблено реакторну модель камери згоряння ГТД контактного типу, що працює на водні, розглянуто можливості оптимізації робочого процесу у камері згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні, з метою покращення її екологічних показників для відповідності Європейським нормам на викиди токсичних компонентів [7, 13].

Публікації. Дослідження за темою представлено 14 науковими працями, у яких викладено основні положення та результати виконаної роботи. Серед них 7 основних публікацій, зокрема 4 статті у наукових фахових виданнях України, кат. Б (одна з яких виконана одноосібно) та 3 статті в іноземних фахових виданнях, що індексуються в міжнародних наукометричних базах Scopus і Web of Science Core Collection (квартиль Q4). Крім того, результати дослідження оприлюднено у 7 матеріалах доповідей на міжнародних наукових конференціях, з яких 1 підготовлено без співавторів.

Структура роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел із 118 найменувань та додатків. Загальний обсяг роботи становить 157 сторінок, у тому числі 42 рисунки і 8 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ РОБОТИ ГАЗОТУРБІННИХ АГРЕГАТІВ КОНТАКТНОГО ТИПУ НА ЧИСТОМУ ВОДНІ В СКЛАДІ ГІБРИДНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МОДУЛІВ

1.1 Можливості адаптації водневих технологій в енергетичне машинобудування

Міжнародні екологічні вимоги, у тому числі регламенти Міжнародної морської організації (ІМО), спрямовані на зменшення впливу енергетичних установок на довкілля, зумовлюють потребу у впровадженні нових підходів до підвищення енергоефективності суднових та стаціонарних енергетичних систем. Це включає використання сучасних декарбонізованих технологій, визначення оптимальних режимів їх роботи та створення обґрунтованих інженерних рішень, здатних забезпечити раціональне використання палива, зниження вуглецевих викидів та мінімізацію шкідливих речовин, що потрапляють у навколишнє середовище.

Протягом останніх десятирічь світовою спільнотою були прийняті ряд угод, такі як Паризька угода (Adoption of the Paris agreement) [1], прийнята ООН у 2015р., та Європейський зелений договір (European Green Deal) [2], прийнятий Європейським союзом у 2020 р., які регламентують рівні викидів шкідливих речовин та передбачають план досягнення практично нульових викидів парникових газів та нульового сумарного забруднення навколишнього середовища. У даних програмах беруть участь багато країн світу, у тому числі й Україна.

Газові турбіни посідають особливе місце у світовій енергетиці та транспортному секторі. Їх роль у низьковуглецевому майбутньому залежить від підвищення ефективності установок та екологічної нейтральності, чому сприяють технологічні інновації: уловлювання та зберігання вуглецю та роботи з вуглецево-нейтральним паливом, наприклад, таким як водень [3].

Тому останнім часом газотурбінні двигуни, які працюють на альтернативних видах палива, в тому числі на водні, стали одним з важливих елементів на шляху до зменшення залежності від вуглецевих їх видів. Вони є перспективним рішенням екологічних і соціальних запитів суспільства та сучасної промисловості [4].

Так, за даними IEA [5] об'єми генерації електроенергії за типом її отримання з 2019 року представлено на рис. 1.

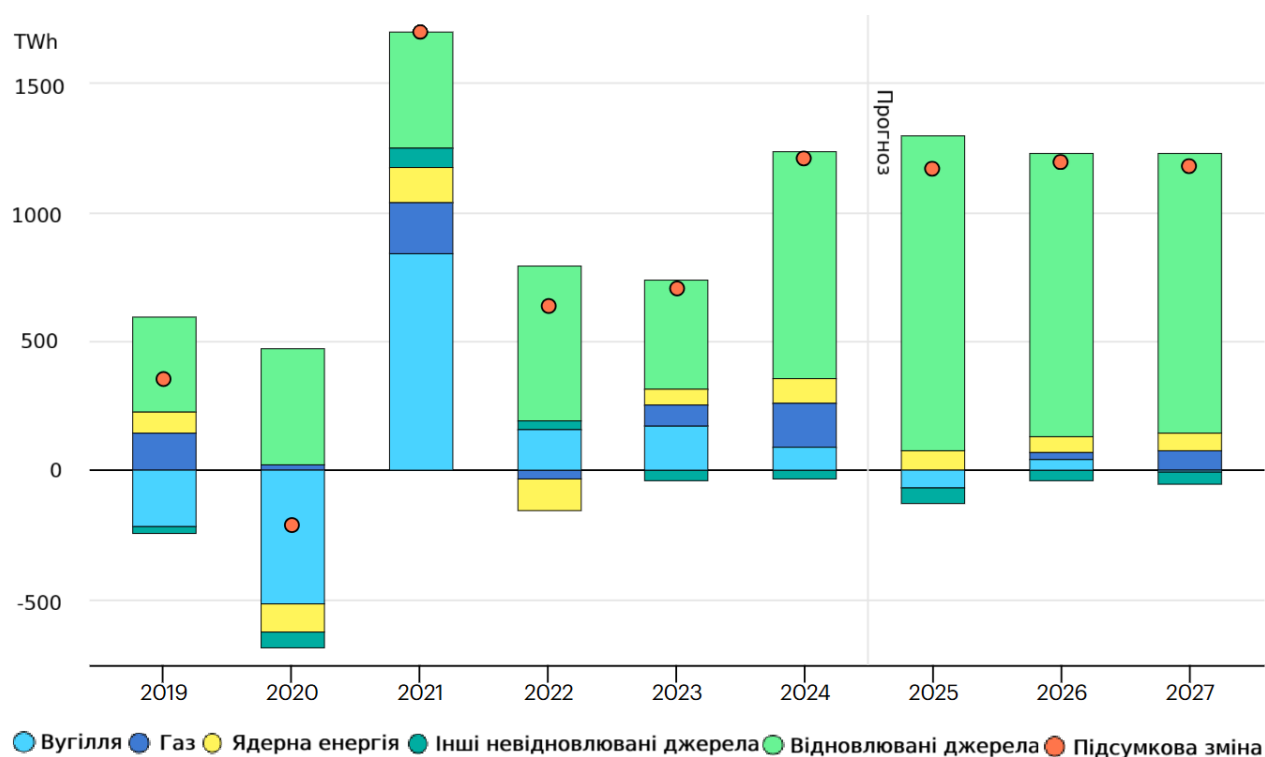


Рисунок 1.1 – Щорічна глобальна зміна генерації електроенергії в світі [5]

З діаграми видно, що частка генерації електроенергії з використанням відновлювальних джерел енергії та альтернативних палив збільшується. Така тенденція відповідає зазначеному курсу по зниженню викидів парникових газів [6].

Використання водню як палива в газотурбінних агрегатах, у тому числі газотурбінних агрегатах контактного типу, відповідає основним тенденціям

розвитку сучасних енергетичних систем, є актуальним та знаходить відображення у дослідженнях [7-9].

Перевагами використання водню у якості палива є висока теплотворна здатність [10], що приводить до зниження витрати палива, та відсутність викидів оксидів вуглецю (з огляду на відсутність вуглецю у структурі палива) [11].

При детальному розгляді процесу горіння водню крім відсутності утворення діоксиду вуглецю CO_2 , що є основною причиною парникового ефекту, продуктами його екзотермічної реакції з повітрям є вода у вигляді пари. Також при згорянні водню не утворюються типові проміжні продукти вуглеводневих реакцій, такі як монооксид вуглецю CO та інші більш складні молекули, деякі з яких є шкідливими і дуже реакційноздатними. За своїми фізико-хімічними властивостями водень значно відрізняється від традиційних вуглеводних видів палива [12, 13]. Тому здатність газових турбін працювати з високим рівнем водню $>30\%$ суттєво залежить від систем згорання, адаптованих до конкретних характеристик цього палива [14, 15]. Так, використання водню суттєво змінює процес горіння в камері згорання у порівнянні з природним газом [16].

Одним з можливих недоліків використання водню в якості основного палива для ГТД є потенційно високі показники емісії NO_x , які збільшуються внаслідок підвищення максимальної температури горіння в порівнянні з іншими видами палива, такими як природний газ.

Зазначимо, що використання водню як пального (у сумішах, так і в чистому вигляді) може бути альтернативою природному газу, надаючи газовим турбінам можливість забезпечити сучасні енергетичні рішення з низьким або взагалі нульовим викидом вуглецю. Газові турбіни грають важливу роль у переході від енергетичних систем, що базуються на викопному паливі, до декарбонізованих. Вони забезпечують гнучку і диспетчеризовану генерацію, необхідну для підтримки енергетичних мереж, де домінує переривчаста відновлювана енергія [17].

Спалювання чистого водню або збагаченого воднем природного газу призводить до значних відмінностей у характеристиках горіння порівняно з чистим природним газом. Наприклад, газові турбіни з організацією дифузійного типу горіння можуть спалювати до 100 % водню, хоча для цього потрібні дорогі стратегії скорочення викидів оксидів азоту, що призводить до додаткових складнощів при експлуатації електростанцій та зниження їх ефективності [3].

Розглянемо технології які використовують у світі для організації робочого процесу у КЗ ГТД для ефективного спалювання водню.

1.2 Визначення науково обґрунтованих напрямків створення високоефективних камер згоряння газотурбінних агрегатів, що працюють на водні

Одним з основних технологічних напрямків створення екологічно чистих камер згоряння на сьогоднішній день є застосування технологій попереднього змішування паливна та повітря, таких як DryLowNO_x (DLN) або Dry Low Emission (DLE). Камери згоряння з попереднім перемішуванням (Lean Pre-Mixed – LPM) в загальному випадку працюють за схемою, зображеною на рис. 1.2.

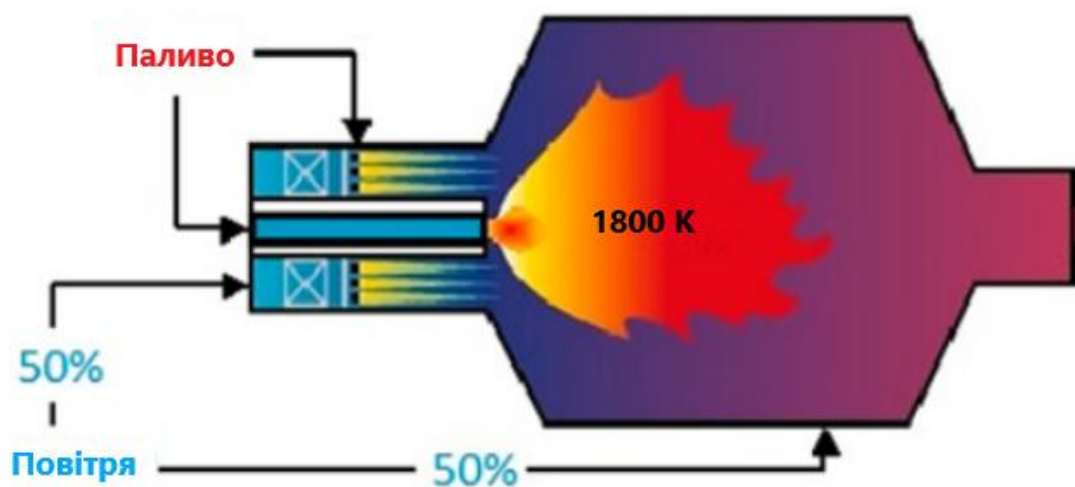


Рисунок 1.2 – Схема роботи камери згоряння типу LPM [16]

В зоні змішування паливо і повітря, що надходить від компресора, змішуються, але не вступають у реакцію, поки не потраплять до зони горіння. Така організація робочого процесу дає змогу краще контролювати максимальну температуру у камері згоряння, що в свою чергу впливає на рівень NO_x у вихідних газах.

Однак, організація горіння за технологією LPM з дуже високою концентрацією водню пов'язана з багатьма технічними проблемами, однією з яких є значні зміни характеристик термоакустичної нестабільності згоряння [3]. Так, у дослідженні [16] зазначається, що робочий діапазон для LPM камер дуже обмежений нормами на видики забруднюючих речовин, таких як CO та NO_x , з одного боку, та виникненням низько- або високочастотних пульсацій - з іншого, як показано на рис. 1.3.

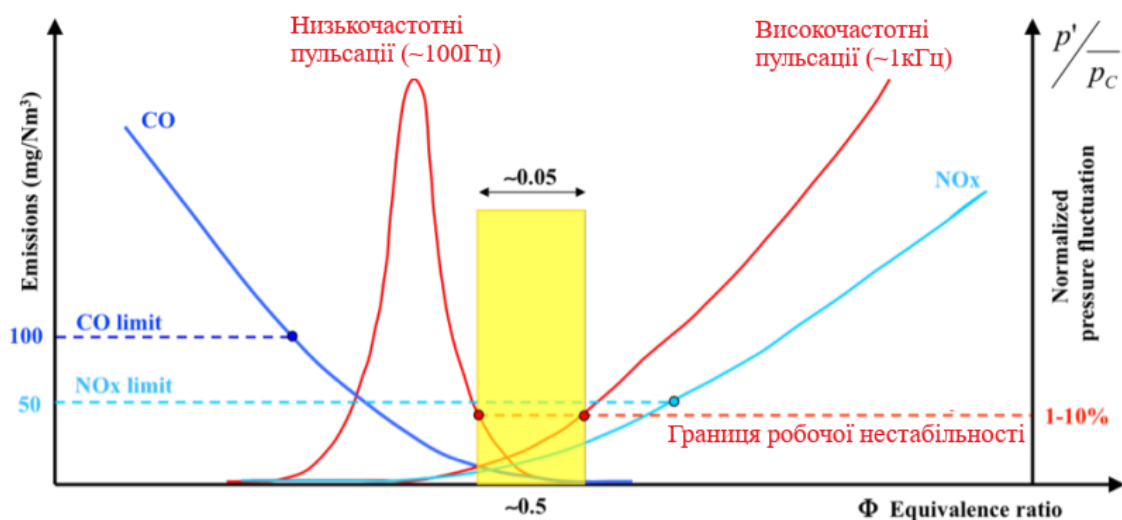


Рисунок 1.3 – Робочий діапазон роботи LPM камери згоряння [16]

Сучасні дослідження у сфері розвитку технологій спалювання направлено на зниження утворення оксидів азоту та підвищення паливної гнучкості:

1. Аеродинамічна стабілізація фронту полум'я.
2. Стабілізація полум'я шляхом контролю зони самозаймання.

3. Ступінчасте горіння, яке поєднує аеродинамічну стабілізацію та стабілізацію самозайманням (технологія RQL).

4. Мікрозмішувальне горіння з безліччю дрібних попередньо змішаних, частково змішаних або дифузійних пламен.

5. Впорскування водяної пари до КЗ.

Відмітимо, що LPM камерам, які працюють на водневому паливі, притаманні недоліки, пов'язанні з виникненням ефекту проскоку полум'я у зону попереднього змішування та збудженням акустичної нестабільності (рис. 1.4), вірогідність яких суттєво збільшується при роботі з високим вмістом водню у паливі [3].

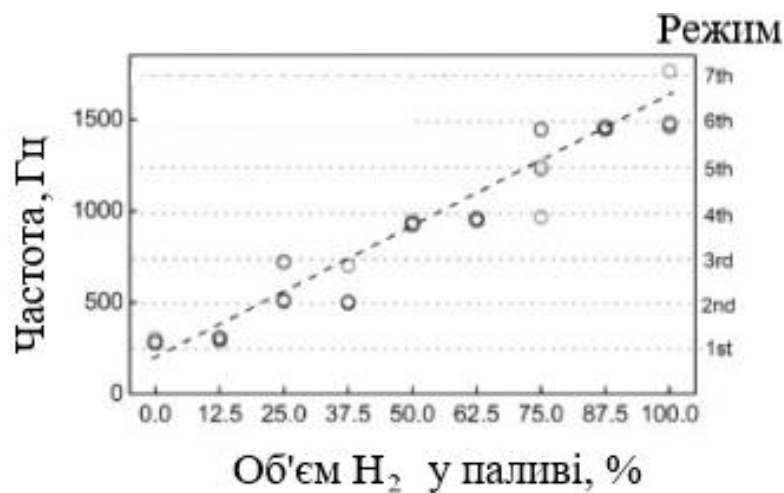


Рисунок 1.4 – Залежність частоти пульсацій у КЗ від частки водню (%) у паливі [18]

Розглянемо більш детально основні напрямки вдосконалення систем горіння ГТД.

1. Технологія аеродинамічної стабілізації заснована на створенні у жаровій трубі зони рециркуляції (зони зворотних течій). Така стратегія широко використовується та полягає у використанні закручених струменів повітря, які, проходячи через лопатковий завихрювач, закручуються, що, в свою чергу, створює у центральній частині камери зону зниженого тиску. Ця зона здебільшого складається з гарячих продуктів згоряння, які, рухаючись у

протилежаю осявому напрямку, підігрівають струмину палива. Паливо, яке впорскується у камеру через форсунку, потрапляє у потік, перемішується з окиснювачем та займається від енергії гарячих газів у зоні зворотних течій. Такий підхід забезпечує стабільне положення факелу у камері за рахунок рівності швидкості турбулентного розповсюдження полум'я та швидкості потоку [16].

Ще одним різновидом аеродинамічної стабілізації полум'я для LPM камер згорання є технологія компанії SOLAR Turbines, яка у 1992 році розробила технологію згорання SoLoNO_xTM (Solar Low NO_x), що використовується для контролю викидів NO_x і CO. Технологія ґрунтується на тому, що CO в основному утворюється при температурах нижче 1673 К, тоді як NO_x в основному формується при температурі вище 1723 К. Підтримуючи температуру в межах цього діапазону, рівні викидів обох забруднюючих речовин залишаються в прийнятних межах. У 2021 році подібна технологія давала можливість експлуатувати камери згорання з вмістом водню за об'ємом до 20 %. Переріз двигуна SOLAR Turbines з технологією SoLoNO_x представлено на рис. 1.5. Кільцева камера згорання Mars SoLoNO_x містить чотирнадцять форсунок. Пілотний контур використовується для запуску та в режимі роботи з низькою потужністю. Попереднє перемішування пального та повітря досягається в кільцевому каналі, де пальне впорскується в закручений повітряний потік в декількох місцях. Оскільки камера згорання базується на технології LPM зона розбавлення відсутня, так як радіальний температурний профіль є достатньо однорідним. Попередні випробування виявили обмежений діапазон режиму роботи пального з низькими викидами. Система була оснащена системою скидання повітря для підтримки оптимального значення коефіцієнту надлишку повітря для кожного режиму роботи. Система скидання контролюється одним клапаном, який розміщено на двигуні [19].

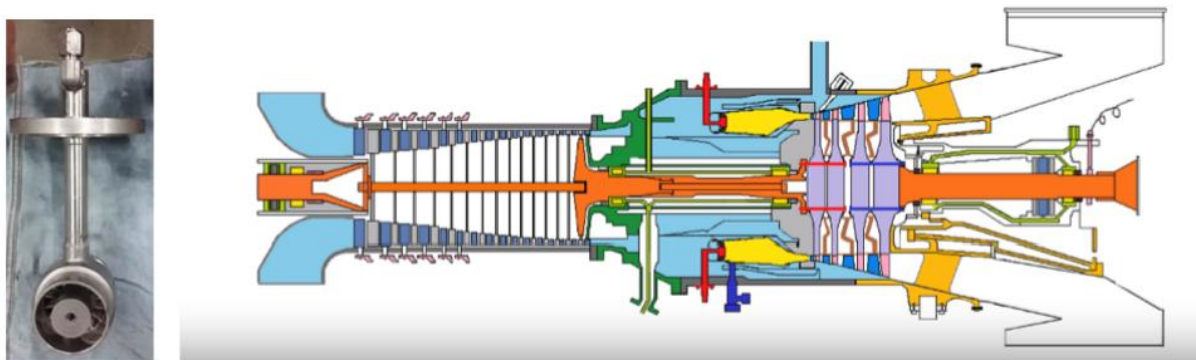


Рисунок 1.5 – Схема установки з використанням технології SoLoNOx™ [16]

2.1. Самозаймання відбувається, коли паливо впорскується в зону з вищою температурою, ніж температура займання. Прикладом цього є КЗ, що розроблена компанією ALSTOM/ANSALDO (рис. 1.6), в якій паливо впорскується в потік відпрацьованих газів, до якого додається свіже повітря. У системах FLOX або MILD газ (N_2 , CO_2 , H_2O) рециркулюють всередині КЗ щоб зменшити концентрацію O_2 в окиснювачі та нагріти реагенти вище температури самозаймання. Ця стратегія забезпечує рівномірний розподіл температури самозаймання. Ця стратегія забезпечує рівномірний розподіл температури зі зниженими піками і, відповідно, зменшення утворення NO_x . В основному цей підхід базується на створенні об'ємної реакційної зони, де паливо та окиснювач, розділені або частково перемішані, впорскуються в камеру згоряння на високій швидкості. Імпульс струменів і відповідна геометрія камери згоряння сприяють внутрішній рециркуляції гарячих газів, які попередньо нагрівають і розбавляють реагенти, стабілізуючи процес згоряння. Хоча час перебування таким чином збільшується, виробництво NO_x обмежене завдяки низьким температурам. На рис. 1.7 схематично показано принцип роботи безполум'яного пальника [19].

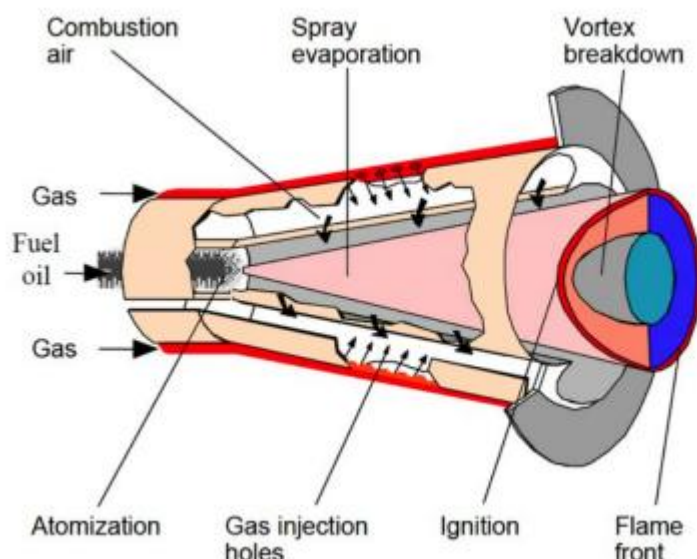


Рисунок 1.6 – Схема EV камери згоряння компанії ALSTOM/ANSALDO [19]

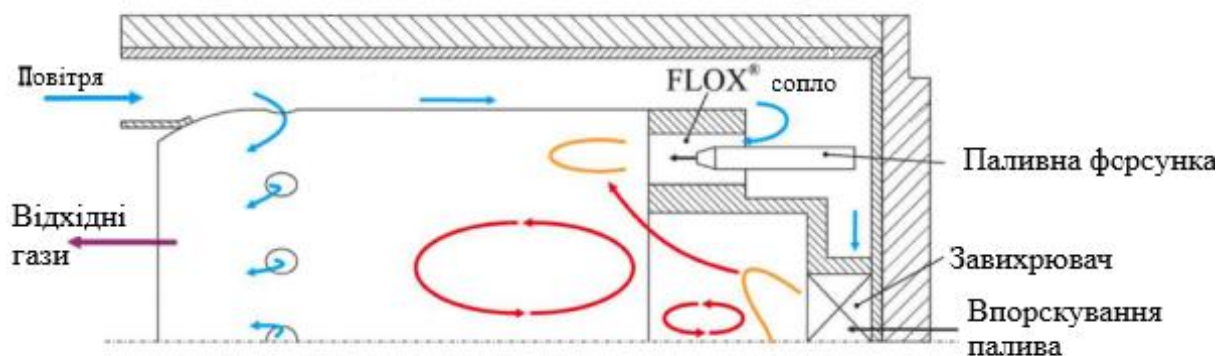


Рисунок 1.7 – Принципова схема роботи КЗ за технологією FLOX [13]

2.2. Під час експериментальних випробувань пальника [20] виявлено, що можна досягти "безполум'яного" згоряння, яке відбувається не у фронті полум'я, а у всьому об'ємі камери згоряння. Цю техніку згоряння назвали MILD (м'яке) згоряння. Робочий принцип полягає у попередньому нагріванні реагентів за рахунок гарячих димових газів (багатих на N_2 і CO_2) при температурі вищій за температуру самозаймання пального, а також у роботі з низькою концентрацією кисню (3–13 %). На рис. 1.8 представлено схему організації рециркуляції потоку за технологією MILD, а на рис. 1.9 – діапазон робочих режимів камери згоряння MILD. Цей вид згоряння має численні

переваги, такі як: однорідне розподілення температури, стабільність полум'я, висока ефективність, а також низькі викиди NO_x і CO [21].

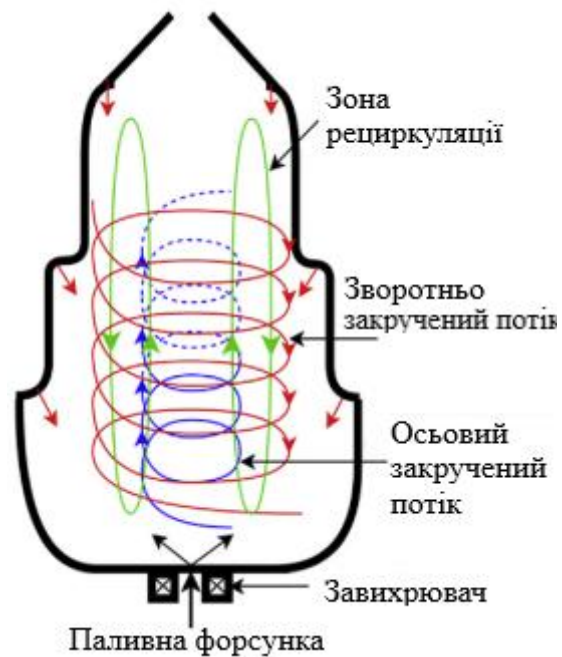


Рисунок 1.8 – Схема організації рециркуляції потоку за технологією MILD [20]

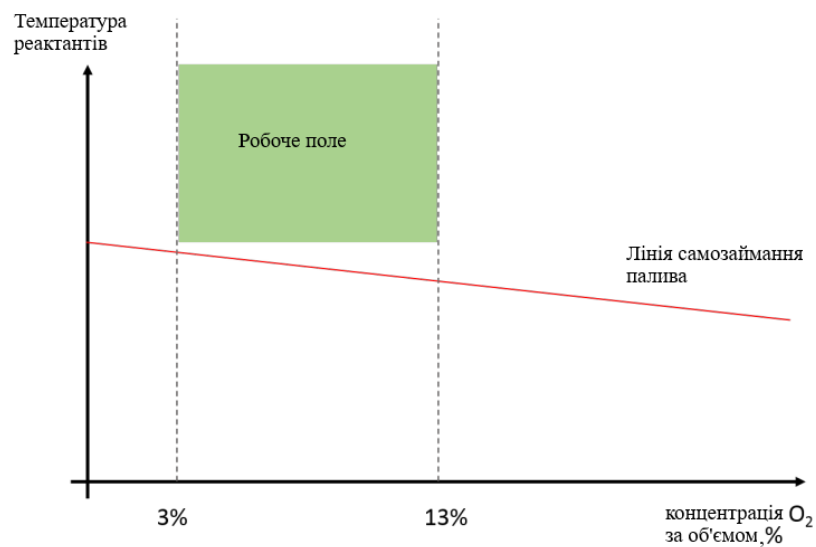


Рисунок 1.9 – Робочий діапазон згоряння камери MILD [21]

3. Концепція пальника RQL (Rich-burn, Quick-mix, Lean-burn) була представлена в 1980 році. Вона була розроблена для авіаційних газотурбінних двигунів і відрізнялась відносною стабільністю роботи у порівнянні з біднопаливними системами згоряння, які були більш схильні до пульсацій. RQL камера (рис. 1.10) працює наступним чином: спочатку в первинній зоні відбувається багатопаливне згоряння, потім продукти, що містять проміжні сполуки згоряння та деякі важливі забруднювачі, такі як монооксид вуглецю, швидко змішуються з повітрям для створення бідної суміші. Наприкінці в області виходу відбувається бідне згоряння. Таким чином, генерація NO_x обмежується, оскільки в первинній багатопаливній зоні рівень кисню дуже низький, а в бідній зоні температура достатньо низька для утворення NO_x [21].

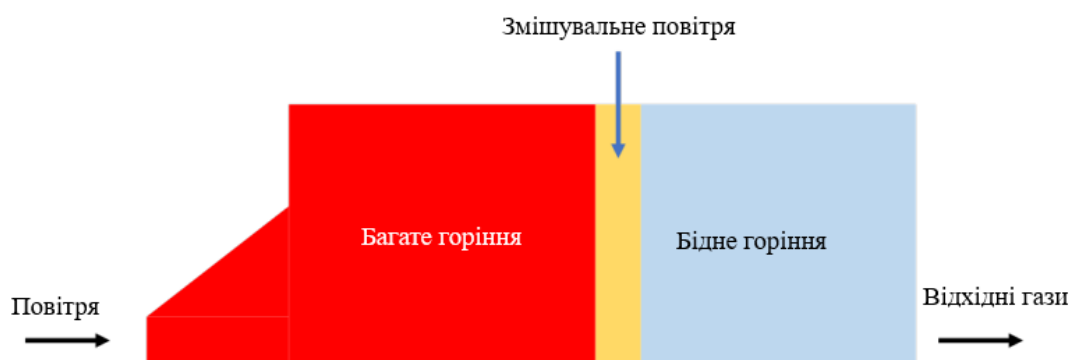


Рисунок 1.10 – Схема організації горіння за технологією RQL [21]

4. В останнє десятиліття компанія Kawasaki Heavy Industries LTD спільно з Університетом прикладних наук Аахена проводила числові та експериментальні випробування нового концепту пальника для спалювання чистого водню [22].

Пальник Micromix (MMX) показав здатність спалювати водень, підтримуючи при цьому низький рівень викидів NO_x . Пальне впорскується через мікроотвори перпендикулярно потоку повітря, що спричиняє утворенню мікродифузійного горіння (рис. 1.11). Таким чином, підвищується якість сумішоутворення та зменшується час перебування реагентів у зоні високих

температур. Це дозволяє зменшити рівень емісії NO_x . Крім того, мікродифузійне згоряння менш схильне до проблем, пов'язаних з нестабільністю полум'я.

Пальник спроектовано для досягнення високих параметрів на часткових навантаженнях, отже кожен елемент може вмикатися в залежності від теплової потужності системи. Прототип КЗ представлено на рис. 1.12 [21].

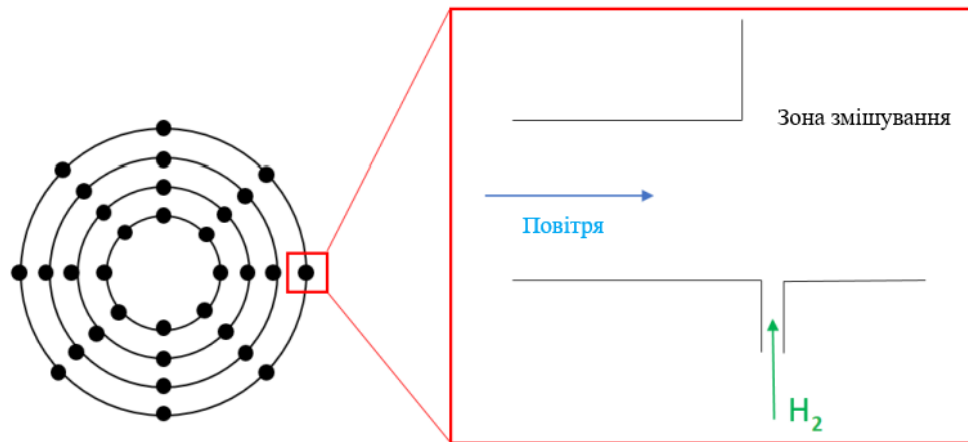


Рисунок 1.11 – Схема роботи пальникового пристрою за технологією мікрозмішування [21]



Рисунок 1.12 – Прототип КЗ з мікрозмішуванням фірми Kawasaki Heavy Industries LTD [22]

5. Одним з найбільш ефективних методів зниження викидів термічних оксидів азоту є впорскування водяної пари в первинну зону камери згоряння газотурбінного двигуна, що знижує температуру полум'я. З іншого боку, зниження температури неминує викликає дестабілізацію процесів горіння, особливо для часткових режимів роботи газової турбіни [23]. Детальний вплив водяної пари на екологічні показники камери згоряння ГТД представлено у роботах [24–26]. Типовий варіант установки з впорскуванням пари представлено на рис. 1.13.

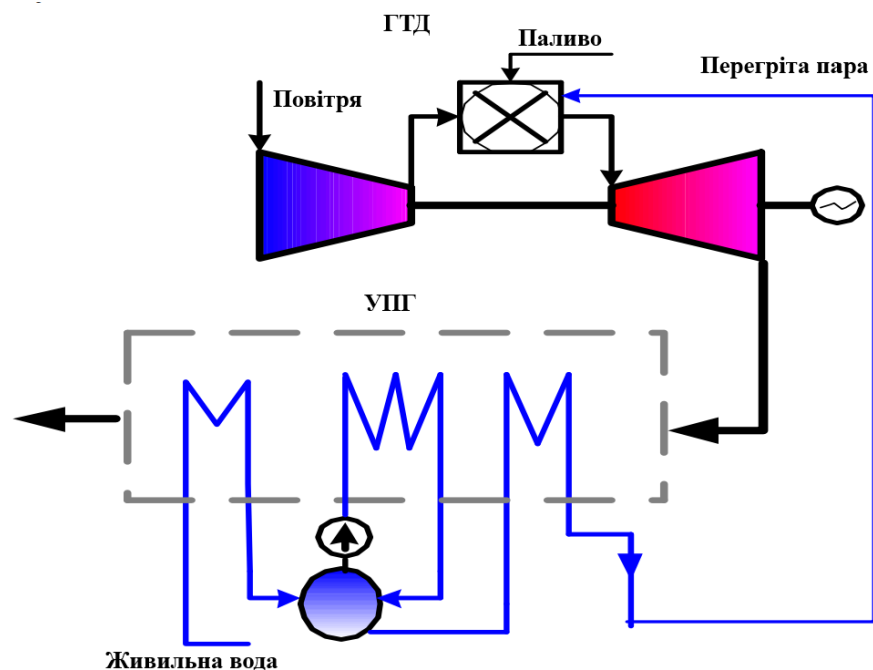


Рисунок 1.13 – Схема газотурбінної установки контактної типу з впорскуванням пари у КЗ

Цей метод може значно підвищити потужність генерації електроенергії та ефективність системи за рахунок збільшення витрати робочого тіла через турбінну частину ГТД. Знову ж таки впорскування пари може зменшити викиди токсичних компонентів [27, 28].

З точки зору енергетичної ефективності застосування технології впорскування водяної пари, у порівнянні з ГТД простого циклу, приводить до підвищення ККД циклу, вихідної потужності установки та зниженню питомої

витрати палива, при цьому із збільшенням частки пари, яка впорскується до КЗ, ефект від даної технології збільшується [29].

Одночасно зі зниженням рівня викидів оксидів азоту підведення пари в зону хімічної реакції веде до зниження ризиків спалаху полум'я. У [30] досліджено спалювання різних сумішей природного газу з воднем у сухому та розбавленому паром режимом для камер згоряння з організацією горіння RQL та LPM. Пара знижує реакційну здатність водню, і навіть відносно невеликий вміст пари запобігає виникненню спалаху полум'я.

Досить часто у дослідженнях зустрічається поєднання впорскування водяної пари до КЗ з охолодженням вхідного повітря, що, в свою чергу, веде до підвищення рівня вихідної потужності [28, 31, 32].

Характерним прикладом установки складного термодинамічного циклу, що працює з впорскуванням водяної пари в камеру згоряння, є унікальна вітчизняна розробка виробництва АТ «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв), яка отримала назву «Водолій» [33] (рис. 1.14).

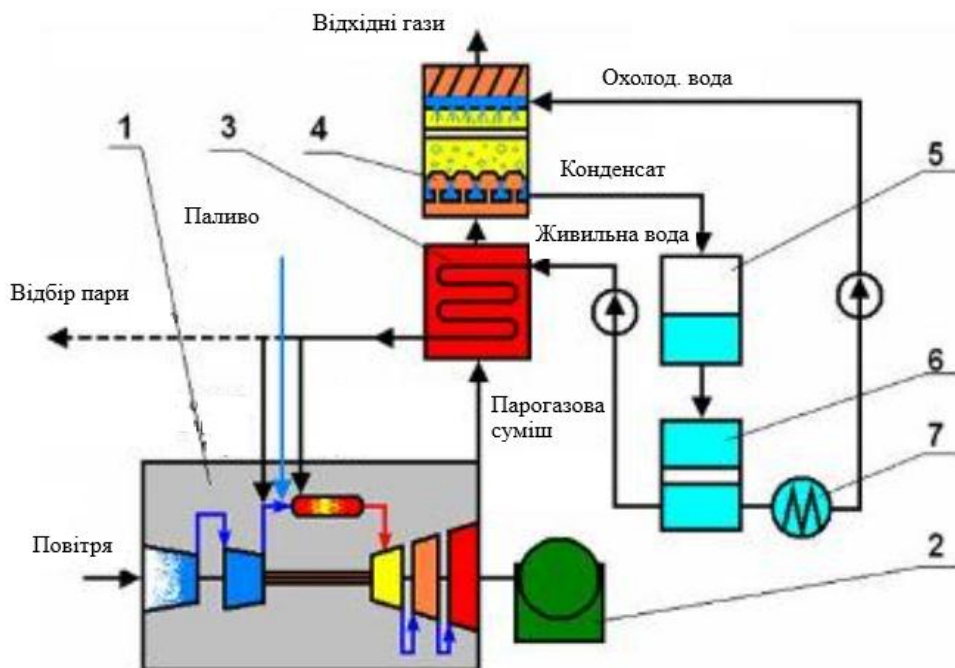


Рисунок 1.14 – Теплова схема газопаротурбінної установки «Водолій» [33]:

1 – газотурбінний двигун; 2 – нагнітач газу; 3 – котел-утилізатор; 4 – контактний конденсатор; 5 – бак-накопичувач; 6 – ємність; 7 – охолоджувач

Контактний газотурбінний агрегат (КГТА) являє собою ГТД з пароводяним утилізаційним контуром. Перегріта пара, що генерується утилізаційним парогенератором (УПГ), впорскується в КЗ ГТД. Пара розділяється на 2 частини – екологічну, яка підводиться у зону пальникового пристрою, та енергетичну, яка впорскується у зону змішування. Перша частка пари впливає на рівні емісії шкідливих речовин, а друга - збільшує об'єм витрати робочого тіла через турбінну частину, що, у свою чергу, впливає на питому потужність установки.

Вода, яка знаходиться у відхідній газопаровій суміші, проходячи через контактний конденсатор, повертається до водяного циклу та потім у вигляді пари знов впорскується в КЗ.

Дана установка була розроблена на основі ГТД UGT16000 і призначена для виробництва електроенергії. Завдяки застосованому технічному рішенню потужність установки з 16 МВт зросла до 25 МВт, а ККД - з 35 % до 44 % [34].

1.3 Аналіз можливостей використання контактного газотурбінного агрегату на судах типу FPSO

Попри активні пошуки та розвиток альтернативних джерел енергії та використання нових видів палива, видобуток нафти та газу залишається актуальним на сьогоднішній день. Так, розповсюдженою практикою у цій сфері є застосування плавучих платформ видобутку, збереження та транспортування типу FPSO (Floating Production, Storage and Offloading). Такі платформи дають можливість видобутку вуглеводнів у віддалених районах океану та спрощують процес їх зберігання та перевезення [35]. Судна типу FPSO потребують великої кількості електроенергії, зазвичай яку виробляють установки з використанням газових турбін. Так 85 % електроенергії на судах Norwegian Continental Shelf (NCS) отримують від роботи турбінних установок [36].

При проєктуванні та побудові нових суден FPSO орієнтуються на конкретні умови майбутньої експлуатації, такі як глибина, течії, погодні умови, особливості конкретного родовища, тощо, з урахуванням усього терміну експлуатації, яка становить десятки років [37].

Судна FPSO являють собою складну систему, яка охоплює технологічні процеси, починаючи від видобутку нафти та газу, та закінчуючи їх обробкою та зберіганням для подальшого транспортування. Загальний вид суден типу FPSO представлений на рис. 1.15.



Рисунок 1.15 – Загальний вигляд суден типу FPSO [37]:

1 – розвантажувальні пристрої; 2 – верхня палуба з виробничими потужностями; 3 – танки для зберігання сировини; 4 – швартовна система; 5 – швартовні кабелі; 6 – лінії видобутку сировини

Як було описано вище, тенденція лімітування емісії CO_2 та інших шкідливих речовин підштовхує до пошуків удосконалення існуючих енергетичних систем та застосування новітніх розробок [38]. Наприклад, згідно дослідження [36], застосування пароводяного утилізаційного контуру може привести до зниження емісії CO_2 приблизно на 25 %. Охолодження

вхідного повітря підвищує ККД турбіни, що, в свою чергу, також знижує кількість викидів CO₂ та інших речовин [39].

Так, відповідно до дослідження [40], застосування системи складного термодинамічного циклу з пароводяним контуром замість окремих ГТД простого термодинамічного циклу приводить до зниження викидів CO₂ з 19,3 кг/с до 15,3 кг/с, а порівняння інших параметрів наведено у табл. 1.1. Схема агрегату наведена на рис. 1.16.

Таблиця 1.1 – Порівняльна таблиця параметрів ГТД простої схеми та комбінованої установки на базі SGT-750 [40]

	ГТД простого циклу	Комбінована установка
Базовий двигун	SGT-750	SGT-750
Кількість турбін	3	2
Навантаження на турбіну, %	72	90
Емісія CO ₂ , кг/с	19,3	15,3
Потужність кожного ГТД, МВт	86	72
Потужність ТУК, МВт	0	14
Загальна потужність, МВт	86	86
Теплова потужність, МВт	-	10

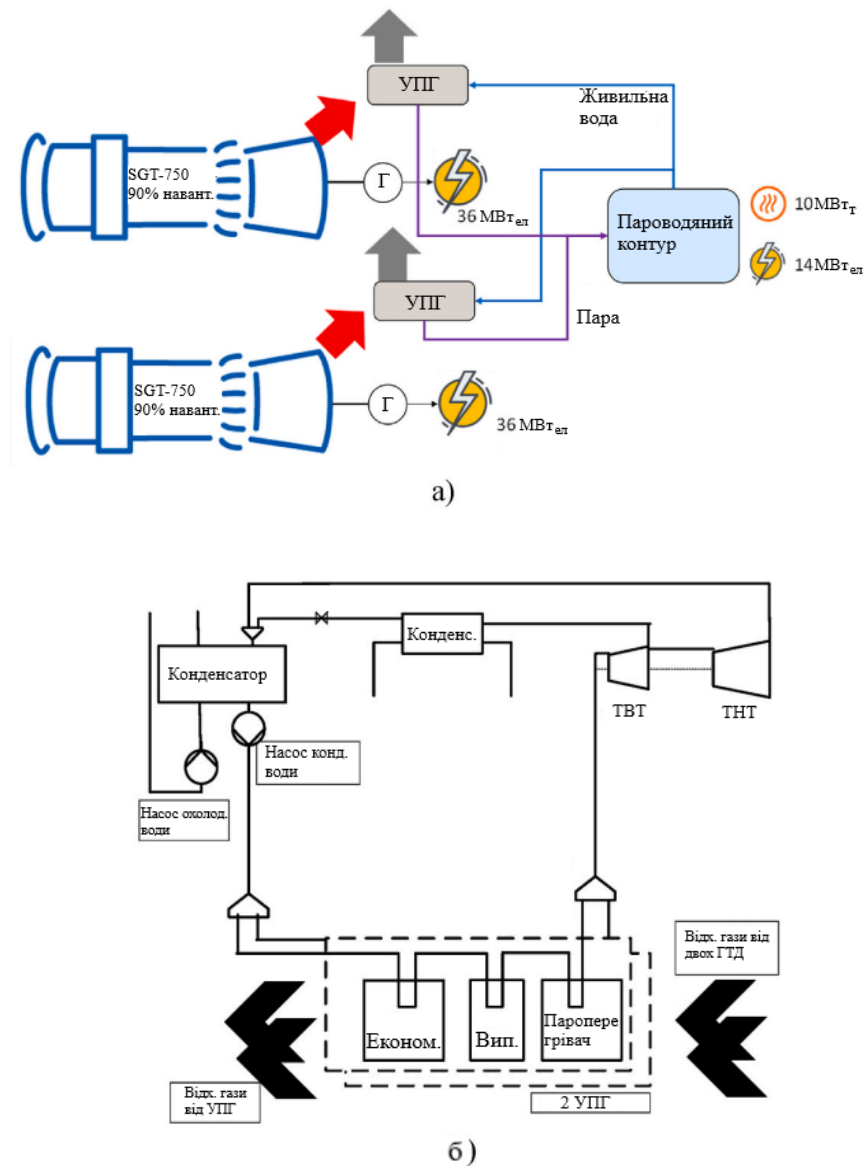


Рисунок 1.16 – Комбінований ГТА з пароводяним контуром [40]:

а – загальна схема установки; б – пароводяний контур

Таким чином, з огляду наявної технічної інформації однією з найбільш перспективних сфер використання комбінованих газо-паротурбінних агрегатів гібридного циклу у якості головної енергетичної установки є судна типу FPSO [41].

Водень може бути ефективно використано в газотурбінному агрегаті контактного типу [4, 42, 43], в якому для поліпшення енергетичних і екологічних характеристик водяна пара підводиться до камери згоряння.

Варіант вдосконалення теплової схеми газотурбінної установки шляхом впорскування пари у камеру згоряння має ряд переваг, які роблять його привабливим для подальших досліджень та вдосконалення. Відмічено, що впорскування пари підвищує теплову ефективність системи комбінованого циклу та певним чином покращує екологічні показники викидів (у вигляді скорочення емісії вуглекислого газу); також спостерігається підвищення потужності газової турбіни [44].

Комбіновані газо-паротурбінні установки з гібридним циклом, що працюють на водневмісних газах або чистому водні, приваблюють широким спектром можливих вихідних параметрів і варіантів поєднання технічних рішень. Ефективність комбінованих установок з впорскуванням пари показана в [28]. Можлива компоновка комбінованої газо-паротурбінної установки представлена на рис. 1.17.

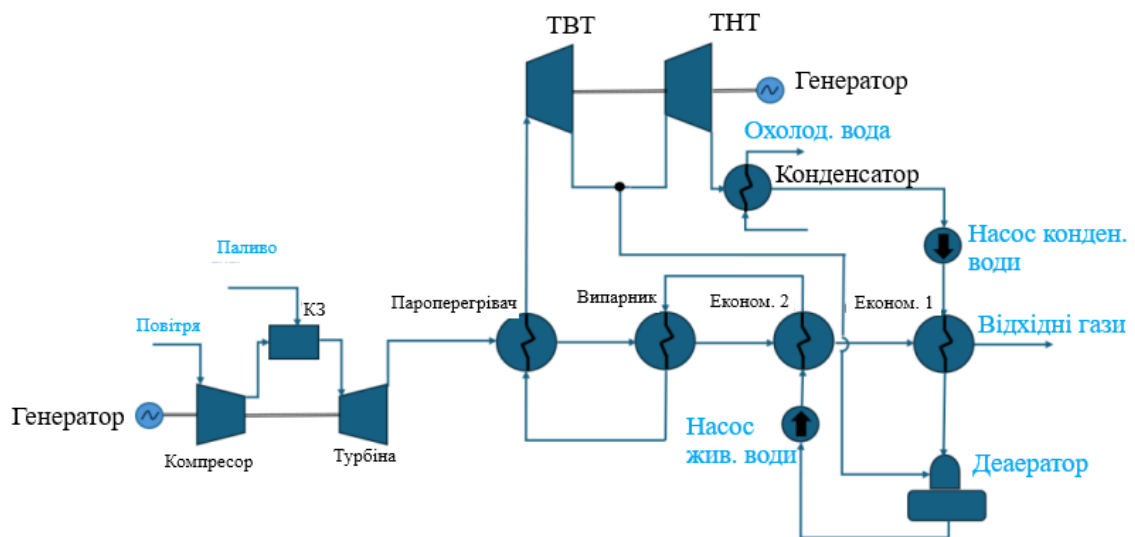


Рисунок 1.17 – Можлива компоновка комбінованої газо-паротурбінної установки [45]

1.4 Обґрунтування необхідності проведення досліджень за обраною темою

Питання екологічності енергетичних установок у сучасному світі неможливо розглядати без постановки завдань зростання ефективності. Тому доцільно розглядати можливість поєднання методів підвищення ефективності та екологічності для використання потенціалу енергоносіїв у сукупності з мінімізацією шкоди навколишньому середовищу.

Енергетичне машинобудування – сфера, яка бурхливо розвивається та щільно інтегрована у промисловість у багатьох її аспектах. За рахунок великого розповсюдження теплові двигуни значною мірою впливають на навколишнє середовище. Великого інтересу на шляху зниження викидів діоксиду вуглецю представляють дослідження можливостей використання палив, які не містять його у своєму складі, в різних енергетичних системах. Таким чином, використання водню в якості основного палива ГТД повністю відповідає даній актуальній тенденції.

Сучасні знання про можливості роботи гібридних газо-паротурбінних установок на водні досить обмежені. Відповідно й екологічні показники, які можна отримати при роботі камери згоряння КГТА з впорскуванням водяної пари у складі таких установок, теж практично невідомі. Це обумовлено складністю процесів, які відбуваються у таких камерах та відсутністю широкої експериментальної бази.

Тому дослідження ефективності роботи камер згоряння з впорскуванням водяної пари, що працюють на водні, та отримання показників їх емісії відповідає загальним запитам галузі турбобудування та енергетики, які спрямовано на покращення та вирішення енергетичних і екологічних проблем.

Метою роботи визначено підвищення ефективності та екологічної чистоти камер згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на чистому водні, за рахунок вибору їх раціональних режимних і геометричних параметрів.

Зазначимо, що мету дисертаційного дослідження обрано таким чином, що результати цієї роботи потенційно можуть стимулювати розвиток вже

існуючих вітчизняних газотурбінних технологій. Дана мета досягається використанням математичного та фізичного моделювання за допомогою сучасних тривимірних CFD-комплексів з подальшим узагальненням результатів для розробки практичних рекомендацій по впровадженню запропонованих технічних рішень.

Висновки по першому розділу

В результаті обґрунтування можливості роботи камер згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу на чистому водні, визначення напрямків створення високоефективних КЗ ГТА, аналізу можливості використання КГТА на судах типу FPSO, а також їх роботи на водневому паливі можна зробити наступні висновки:

1. Обґрунтовано можливості роботи камер згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу на чистому водні, що відповідає запиту промисловості у переході на безвуглецеві палива для покращення екологічних показників сучасних енергетичних систем, що, в свою чергу, співпадає зі світовими тенденціями розвитку енергомашинобудування.

2. Аналіз науково обґрунтованих напрямків створення КЗ ГТА показав, що технологія впорскування пари в КЗ, що працює на водні, є перспективним напрямком на шляху до створення декарбонізованих енергетичних систем.

3. Проаналізовано можливості використання КГТА на судах типу FPSO. Доведено, що перехід від використання ГТД простого циклу до складних КГТА у поєднанні з використанням водню в якості основного палива для цих агрегатів дає не тільки приріст у енергоефективності, а й покращує екологічні показники.

4. Обґрунтовано доцільність проведення дисертаційного дослідження за обраною темою.

Результати досліджень розділу опубліковано автором в [46-49].

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В КАМЕРІ ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТУ КОНТАКТНОГО ТИПУ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ

2.1 Задачі досліджень робочих процесів в камері згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні

Відправною точкою досліджень виступає ідея щодо ефективного поєднання технології низькоемісійного горіння у камері згоряння ГТД з впорскуванням пари та використання чистого водню в якості основного палива для отримання рівнів емісії, які задовольняли б міжнародним стандартам на викиди токсичних сполук, з досягненням тієї ж або вищої енергоефективності установки.

Об'єктом дослідження є робочі процеси в камері згоряння газотурбінного агрегату контактного типу з впорскуванням пари, яка працює на водні.

Предметом дослідження є закономірності протікання робочого процесу в камері згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, яка працює на водні, та її енергетичні і екологічні характеристики.

Робочою науковою гіпотезою є положення, що використання чистого водню в якості основного палива газотурбінних агрегатів контактного типу з впорскуванням пари в камеру згоряння є ефективним засобом декарбонізації енергетичних систем.

Робочі процеси, які відбуваються у камері згоряння з впорскуванням пари, мають складну структуру та на них значною мірою впливає велика кількість факторів, таких як вид палива, параметри робочого тіла на вході до КЗ, параметри перегрітої пари, яка впорскується до КЗ тощо.

Основними задачами дисертаційного дослідження є.

1. Обґрунтування можливості роботи камер згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу на чистому водні.

2. Визначення науково обґрунтованих напрямків створення вискоєфективних камер згоряння газотурбінних агрегатів, що працюють на водні.

3. Вдосконалення математичних моделей робочого процесу камери згоряння з впорскуванням водяної пари, що працює на водні.

4. Обґрунтування кінетичних схем горіння водню в камері згоряння з впорскуванням пари.

5. Теоретичні дослідження аеродинаміки потоків та утворення токсичних компонентів в камері згоряння газотурбінного агрегату, що працює на водні.

6. Розробка практичних рекомендацій з вдосконалення камери згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на водні.

У зв'язку з великими матеріально-технічними ресурсами при проведенні натурних випробувань енергетичної системи з КГТА доцільними напрямком досліджень є теоретичні дослідження як ефективності самої гібридної схеми ГТА з використанням розвинутих термодинамічних моделей її елементів, так і дослідження енергетичних і екологічних параметрів камери згоряння з впорскуванням водяної пари, що працює на чистому водні, що потребує створення відповідних тривимірних моделей паливоспалюючого пристрою за допомогою сучасних CFD-комплексів. CFD-комплекси при відтворенні процесів враховують закони збереження маси, енергії, імпульсу та хімічних складових в багатокомпонентній реагуючій турбулентній системі, що у поєднанні з використанням детальних кінетичних схем горіння водневого палива дає результати в високому ступені достовірності.

Основними методами, які використовуються для вирішення завдань цієї дисертації, є системний аналіз та математичне моделювання процесів у камерах згоряння газотурбінних двигунів з впорскуванням пари, що працюють на водні.

Загальна схема дисертаційного дослідження представлена на рис. 2.1.

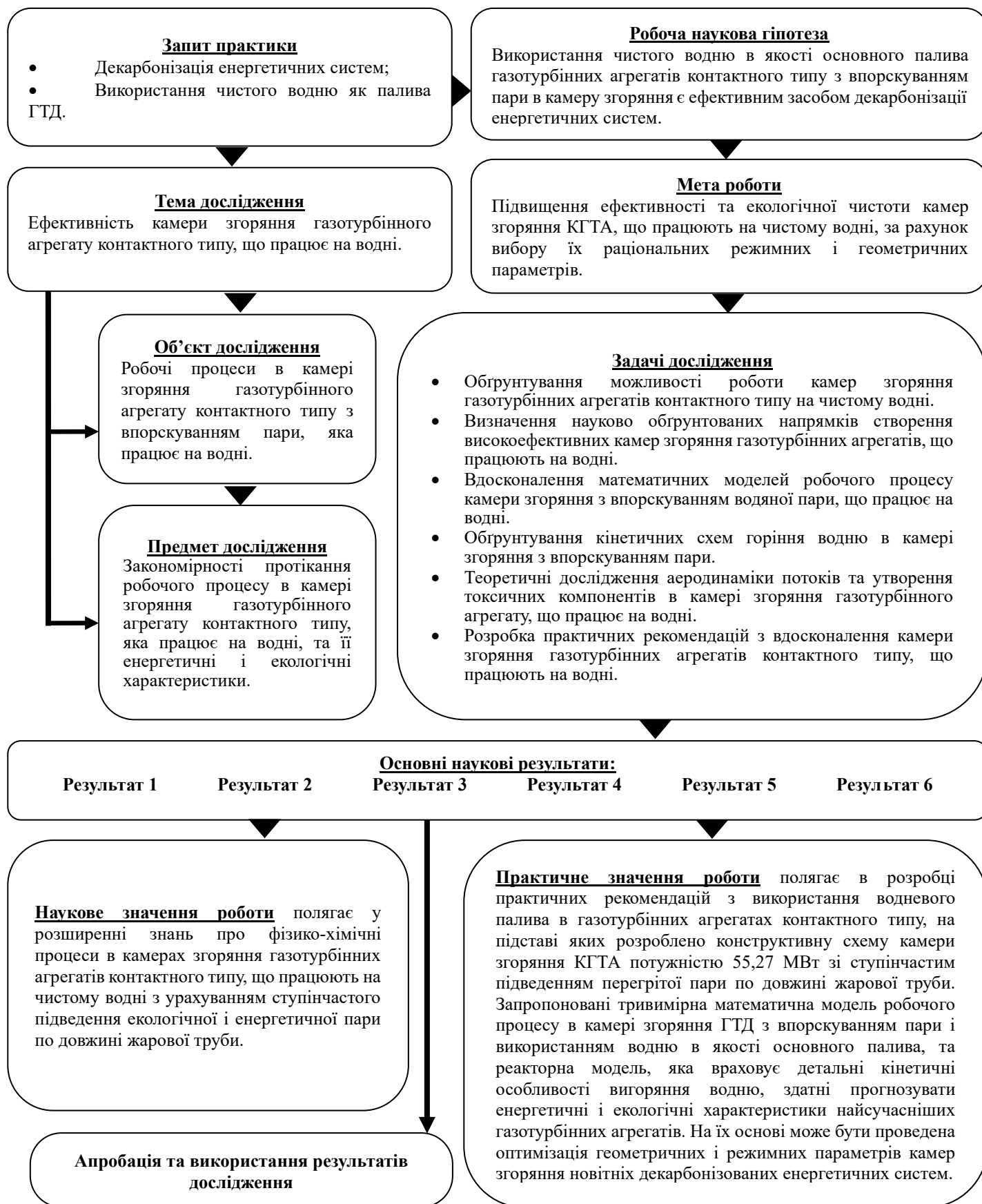


Рисунок 2.1 – Загальна схема дисертаційного дослідження

2.2 Методи теоретичних досліджень та формування математичної моделі

Точне відображення динаміки потоку та горіння газу є основною проблемою при моделюванні промислових паливоспаюючих пристроїв [43]. Факели таких пристроїв мають турбулентну природу і охоплюють широкий+ спектр часових та просторових масштабів. Основні рівняння переносу для турбулентного полум'я зазвичай містять рівняння збереження маси, імпульсу та енергії, а також рівняння переносу компонентів та радіаційного теплообміну. Це типові рівняння, які розв'язуються числовими методами в програмному пакеті ANSYS Fluent [50].

Закручені турбулентні потоки знаходять широке застосування в різноманітних технологічних процесах. Наприклад, вони використовуються для стабілізації полум'я, поліпшення змішування, сепарації часток та в елементах пропускного тракту гідравлічних електростанцій. Закручені течії можуть супроводжуватися нестационарними ефектами, такими як прецесія вихрового ядра. В свою чергу, великомасштабні пульсації, викликані прецесією вихору, можуть призвести до ушкодження конструкцій і зниження надійності обладнання. Таким чином, для інженерних розрахунків камер згоряння ГТД потрібні моделі турбулентності, що достатньо точно описують усереднені поля і великомасштабні пульсації закручених течій.

Математичне моделювання може бути застосовано для розв'язання задач, пов'язаних з реагуючою турбулентною течією всередині камери згоряння газотурбінного двигуна при протіканні термохімічних реакцій в ній. Проте, враховуючи багатоступеневий характер процесу горіння, а також велику кількість елементарних реакцій окиснення, опис цього явища за допомогою математичного моделювання є досить складним дослідницьким завданням [46]. Останні досягнення в області сучасної обчислювальної гідродинаміки CFD та апаратного забезпечення покращили можливості їх використання для розрахунку турбулентних хімічно реагуючих сумішей в камерах згоряння ГТД, в тому числі працюючих на водневмісних газах і чистому водні. Симуляція з використанням CFD-систем є важливим

інструментом для аналізу та оптимізації процесу горіння, оскільки вона дозволяє вивчати складні взаємодії між різними факторами, такими як властивості палива, процеси змішування, займання, розповсюдження полум'я, теплообмін тощо. Але основною проблемою при моделюванні процесів горіння в КЗ залишається точне відтворення аеродинаміки потоку та кінетики горіння палива [43].

З метою прогнозування ефективності роботи та можливих рівнів викидів шкідливих речовин на стадії проєктування камер згорання ГТД актуальним є використання CFD-комплексів. Такий підхід має низку переваг у порівнянні з класичним натурним експериментом, а саме:

- моделювання є економічно дешевшим;
- у більшості випадків займає значно менше часу ніж експериментальні роботи;
- не потребує працюючого виробництва;
- отримані результати розрахунків можуть мати досить високий рівень точності у співвідношенні з реальними процесами.

З іншого боку, є і недоліки:

- потребує відповідної кваліфікації персоналу;
- обмежено існуючим математичним, фізичним та технічним апаратом;
- потребує потужної обчислювальної техніки;
- об'ємні задачі, пов'язані з моделюванням фізико-хімічних процесів, можуть займати певний час (але все рівно значно менше, ніж експеримент);
- на час розрахунків у експоненціальній залежності впливає складність закладеної моделі;
- моделювання нестандартних та нових об'єктів потребує подальшої верифікації.

Для моделювання елементів ГТД та самих двигунів використовують різноманітні програмні комплекси, призначені для створення 3D-моделей (SolidWorks, AutoCad, Siemens NX, Catia), створення кінцево-елементних моделей (Ansys Meshing, ICEM) та моделювання процесів, які відбуваються у двигунах (Ansys Fluent, CONVERGE та ін.).

Застосування CFD-комплексів для вирішення складних термодинамічних завдань знаходить відображення у широкому спектрі дослідницьких робіт. Можна проілюструвати їх використання при аналізі роботи ДВЗ [51], реактивних двигунів [52], турбін різної потужності [53], установок складного термодинамічного циклу [54, 55] та у інших сферах, пов'язаних зі спалюванням різних видів палива [56], в тому числі водню.

Методи моделювання турбулентних течій з певною мірою умовності можна розділити на наступні групи: підходи, що базуються на використанні осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (Reynolds Averaged Navier-Stokes – RANS); два класичних підходи: пряме числове моделювання турбулентності (Direct Numerical Simulation – DNS) і метод моделювання великих вихорів (Large Eddy Simulation – LES); гібридні підходи, що спираються на спільне використання RANS і LES моделей для різних областей течії [57].

За допомогою RANS моделей обчислюються лише середні величини потоку, що забезпечує економічність та швидкість розрахунків. Для розрахунків сталих потоків можна досягти високої точності, якщо кореляція між пульсуючими величинами буде правильно оброблена. Однак суттєвим недоліком RANS є обмеженість у прогнозуванні перехідних явищ, таких як самозаймання, проскок полум'я, зрив полум'я та термоакустичні коливання, оскільки ці ефекти не можуть бути адекватно виявлені в розрахунках за середніми величинами [58].

Основними представниками класу RANS підходу є моделі $k - \varepsilon$ та $k - \omega$. Модель $k - \varepsilon$ ґрунтується на концепції турбулентної кінетичної енергії k та

її швидкості дисипації ε , тоді як модель $k - \omega$ використовує турбулентну кінетичну енергію разом із питомою швидкістю дисипації ω в якості своїх ключових змінних.

Обидва підходи розв'язують рівняння переносу для зазначених змінних та запроваджують додаткові зв'язки, які дозволяють моделювати вплив турбулентності на характеристики потоку [59].

Більш складна модель турбулентності, що об'єднує сильні сторони моделей $k - \omega$ та $k - \varepsilon$, це так звана модель Shear Stress Transport (SST). Модель SST призначена для ефективного функціонування як у прикордонних шарах, так і в основному потоці, поєднуючи модель $k - \omega$ в близькості до стінки та модель $k - \varepsilon$ у вільному потоці, що потенційно покращує точність моделювання [59].

При DNS підході обчислювальна область визначається таким чином, щоб симуляція охоплювала всі довжини та часові масштаби потоку. Цей метод розв'язує повну форму рівнянь Нав'є-Стокса, встановлюючи розмір сітки, що відповідає масштабам Колмогорова, та кількість вузлів сітки з розмірами, які дорівнюють розміру найбільшого вихору для врахування всіх масштабів турбулентності. Слід зазначити, що цей підхід є вкрай трудомістким з точки зору обчислень [60].

Підхід, відомий як Large Eddy Simulation, застосовує до змінних потоку так звану операцію фільтрації, що дозволяє моделювати менші (універсальні) масштаби турбулентності. Цей підхід забезпечує більш точне відтворення турбулентності та є можливим при застосуванні до пальникових пристроїв складної конфігурації [61].

Створення надійної математичної моделі турбулентного течії є надзвичайно важливою проблемою в області гідродинаміки. Методи, такі як Direct Numerical Simulation та Large Eddy Simulation, потребують значних трудовитрат і їх використання для розв'язання складних аеродинамічних завдань вимагає потужних обчислювальних систем. Через складність перебігу

фізико-хімічних процесів у камерах згоряння під час створення математичної моделі вводять спрощення, що дозволяють полегшити її числове розв'язання. Зокрема, не враховують вплив об'ємної в'язкості, в'язкого нагрівання та теплообміну через стінки камери згоряння. У найближчій перспективі напівемпіричні методи залишатимуться основним робочим інструментом для вирішення прикладних задач у гідродинаміці [62].

Враховуючи вище сказане та наявну дослідницьку базу знань, точність розрахунків з застосуванням $k - \epsilon$ моделі турбулентності задовольняє поставленим задачам та відповідає експериментальним даним.

Найпростіші «повні моделі» турбулентності – це моделі з двох рівнянь, у яких розв'язання двох окремих рівнянь переносу дозволяє незалежно визначати турбулентні швидкісні та масштаби довжини.

Стандартна модель $k - \epsilon$ [59] є напівемпіричною і базується на модельних рівняннях переносу для кінетичної енергії турбулентності (k) та швидкості її дисипації (ϵ). Рівняння переносу для k отримане з точного рівняння, тоді як рівняння для ϵ побудоване на фізичних припущеннях і має мало спільного зі своїм строго математичним аналогом.

Під час виведення моделі $k - \epsilon$ робиться припущення, що потік є повністю турбулентним і впливом молекулярної в'язкості можна знехтувати. Таким чином, стандартна модель $k - \epsilon$ застосовна лише для повністю турбулентних течій [59].

Кінетична енергія турбулентності k і швидкість її дисипації ϵ отримані з наступних рівнянь переносу:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.1)$$

та

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} + (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon, \quad (2.2)$$

де $G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ – генерація турбулентної кінетичної енергії залежно від градієнтів осереднених швидкостей;

$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_{t,k}} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$ – генерація турбулентної кінетичної енергії в результаті плавучості для ідеальних газів;

Y_M – внесок пульсуючого розширення для стислих потоків, що розраховується наступним чином:

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2,$$

де $M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$ – турбулентне число Маха;

a – місцева швидкість звуку, м/с;

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ – емпіричні константи;

$Pr_{t,k}, Pr_{t,\varepsilon}$ – турбулентні числа Прандтля для k і ε відповідно;

S_k, S_ε – джерельні члени для k і ε .

В результаті перетворень отримаємо наступні співвідношення[63]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_{t,k}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.3)$$

та

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_{t,\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon. \quad (2.4)$$

Значення емпіричних констант взяті з експериментальних даних [64] для турбулентних потоків продуктів згоряння і повітря:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44, C_{2\varepsilon} = 1,92, Pr_{t,k} = 1, Pr_{t,\varepsilon} = 1,3.$$

Наступний аспект математичного моделювання – моделювання процесів горіння палива. Існує декілька математичних моделей процесів згоряння, таких як Eddy Dissipation Model (EDM), Eddy Dissipation Concept (EDC), модель Finite Rate/Eddy Dissipation (FR-ED), що можуть бути застосовані для

вивчення робочих процесів в камерах згоряння ГТД, що працюють на водні. Результати моделювання у роботі [65] демонструють, що модель EDC є найбільш придатною для опису багатоступінчастих хімічних реакцій в умовах турбулентних пульсацій.

Модель Finite-Rate Chemistry (FRC) дозволяє розраховувати швидкості реакцій, що описуються молекулярною взаємодією між компонентами в рідині. Її можна поєднувати з моделлю ED для факелів, де швидкості хімічних реакцій можуть бути повільнішими в порівнянні зі швидкостями змішування реагентів. FRC-модель найкраще застосовувати в ситуаціях, де час хімічної реакції є обмежувальним фактором. Ця модель може використовуватися як у ламінарних, так і в турбулентних потоках [66].

Finite Rate Chemistry-моделі надають перевагу для опису потоків, у яких присутнє змішування з різними числами Льюїса, а також процеси займання, згасання, утворення викидів, модуляції подачі палива та багаторежимного горіння.

Щоб уникнути інтерполяції між сіткою та частинками у Лагранжевому підході застосовується Ейлерівське формулювання, що дозволяє відстежувати детальний* транспорт компонентів.

Фаврово-фільтровані рівняння збереження маси, імпульсу, енергії та концентрацій компонентів мають вигляд [67]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0; \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j + \bar{p} \delta_{ij})}{\partial x_j} = \frac{\partial (\tilde{\tau}_{ij} + \tau_{ij}^{sgs})}{\partial x_j}; \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{E}}{\partial t} + \frac{\partial ((\bar{\rho} \tilde{E} + \bar{p}) \tilde{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{q}_i + \tilde{u}_j \tilde{\tau}_{ij} - Q_i^{sgs} - H_i^{sgs} + \sigma_i^{sgs}); \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_k}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Y}_k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{U}_{kj} \tilde{Y}_k - \Phi_{kj}^{sgs}) + \bar{\omega}_k, \quad (2.8)$$

де $\bar{\rho}$ – щільність фільтрації, кг/м³;

$\tilde{u}_{i(j)}$ – фаврово-фільтрована складова швидкості в $i(j)$ -му напрямку, м/с;
 $x_{i(j)}$ – просторова координата в $i(j)$ -му напрямку, м;
 $\bar{p}$ – тиск, Па;
 δ_{ij} – функція Кронекера;
 $\tilde{\tau}_{ij}$ – фаврово-фільтрований тензор напружень, Па;
 τ_{ij}^{sgs} – підрешітчастий тензор напружень, Па;
 $\tilde{E}$ – фаврово-фільтрована повна енергія, Дж/кг;
 $\bar{q}_i$ – відфільтрований тепловий потік у напрямку i , Дж/(с · м²);
 Q_i^{sgs} – підрешітчастий тепловий потік у напрямку i , Дж/(с · м²);
 H_i^{sgs} – підрешітчастий потік енергії у напрямку i , Дж/(с · м²);
 σ_i^{sgs} – підрешітчаста в'язка робота у напрямку i Дж/(с · м²);
 $\tilde{Y}_k$ – фаврово-фільтрована масова частка k -го компонента;
 $\tilde{U}_{kj}$ – фаврово-фільтрована компонента швидкості дифузії k -го компонента в напрямку j , м/с;
 Φ_{kj}^{sgs} – підрешітчастий потік маси k -го компонента в напрямку j , кг/(с · м²);
 $\bar{\omega}_k$ – відфільтрована сумарна швидкість утворення маси k -го компонента, кг/(с · м³) [68].

У рівнянні (2.6) член, що містить градієнт тиску $\frac{\bar{p}\delta_{ij}}{\partial x_j}$, є пропорційним до $\frac{1}{M^2}$. Для потоків із малими числами Маха цей член стає сингулярним, що створює числові труднощі та вимагає застосування схеми передкондиціонування для розв'язувача рівнянь стисливого потоку [69, 70].

Підрешітчасті (SGS) члени обчислюються за допомогою алгебраїчних моделей типу Смагоринського [67, 71], які враховують передачу енергії від великих масштабів до дрібних.

Відфільтрована швидкість утворення маси компонентів моделюється за допомогою ламінарної хімічної моделі. Хімічні джерельні члени утворюють

велику та жорстку систему звичайних диференціальних рівнянь, що робить детальні розрахунки за моделями FRC достатньо ресурсомісткими.

EDC модель, яка є розширеною версією моделі Eddy Break-Up model (EBU), враховує детальний хімічний механізм турбулентних реагуючих потоків у системах згоряння. Модель EDC є достатньо ефективною та не потребує корегування коефіцієнтів швидкості хімічних реакцій в системах згоряння з попереднім змішуванням, де швидкість хімічних реакцій порівняна зі швидкістю сумішоутворення [72].

Модель Eddy Break-Up (EBU) базується на феноменологічному аналізі сильно турбулентних потоків, тобто потоків із великими числами Рейнольдса. Турбулентні рухи визначають перебіг течії, тоді як хімічні процеси не мають істотного впливу. Реакційний шар розглядається як сукупність свіжої та згорілої сумішей, які переносяться турбулентними коливаннями.

Таким чином, швидкість хімічної реакції контролюється швидкістю перемішування, а відповідний характерний часовий масштаб оцінюється за турбулентними параметрами [73].

Модель EBU приваблива своєю простотою, адже не потребує розв'язання додаткових рівнянь переносу. Основним недоліком є те, що вплив хімічної кінетики повністю ігнорується (у моделі використовується спрощена глобальна швидкість реакції як наближення до реальної кінетики згоряння).

Обмежувальна гіпотеза «що змішалось – то згоріло» дозволяє формування продуктів згоряння у займистих сумішах за умови достатньо тривалого часу перебування реагентів у зоні реакції. Однак модель EBU не здатна відтворити складну динаміку турбулентних реагуючих потоків.

У межах RANS-модельовання модель EBU зазвичай поєднується з турбулентною моделлю $k - \varepsilon$, де обидві величини отримуються з системи транспортних рівнянь. Втім, вибір формулювання часової шкали є частково довільним, і Колмогоровська часова шкала часто використовується замість інтегральної [74, 75].

Оцінювання флуктуаційних змінних у моделі EBU [76] є досить складним завданням, і саме ця складність спонукала Магнуссена та Єртьягера [77] запропонувати модель дисипації турбулентності *Eddy Dissipation Model* (EDM).

Модель EDM є прямим розширенням моделі EBU для дифузійних полум'їв, що дозволило створити уніфіковану модель горіння. Попри збереження припущення про миттєвість хімічних реакцій, EDM може враховувати багатостадійну хімію, не потребуючи розрахунку статистичних флуктуацій частки суміші або змінного ступеня перетворення.

Оскільки паливо й окисник у потоці мають флуктуаційно-інтермітуючий характер, підхід EDM встановлює зв'язок між цими флуктуаціями та середніми концентраціями компонентів.

Таким чином, швидкість горіння в моделі EDM обмежується локальною наявністю палива чи окисника, а також ефектом розбавлення продуктами згоряння, що стримує загальний процес горіння. Швидкість згоряння палива визначається виразом:

$$\bar{\omega}_F = \alpha \frac{\bar{\rho}}{\tau_I} \min \left(\tilde{Y}_F, \frac{\tilde{Y}_O}{r}, \beta \frac{\tilde{Y}_P}{1+r} \right), \quad (2.9)$$

де α та β – модельні параметри;

$\tilde{Y}_F, \tilde{Y}_O, \tilde{Y}_P$ – відфільтровані масові частки палива, окисника та продуктів реакції відповідно;

r – стехіометричне співвідношення, отримане з глобальної одноступінчастої необоротної реакції: 1 кг палива (F) + r кг окисника (O) $\rightarrow$ ($1 + r$) кг продуктів (P).

Проте штучне обмеження потенційної температури та швидкостей реакції, що мають тенденцію до постійної переоцінки, можна розглядати як недолік цієї моделі. Модель EDM, як і раніше, базується на оцінюванні характерного часу змішування [74].

Розвиваючи дослідження з моделювання сажоутворення [77], Магнуссен у 1981 році запропонував концепцію дисипації вихорів - *Eddy Dissipation Concept (EDC)* [78] для опису хімічних реакцій у турбулентних потоках.

Концепція дисипації турбулентності EDC ґрунтується на припущенні, що в умовах високої турбулентності хімічні реакції відбуваються у тонких структурах, тобто на малих масштабах. Розмір цих тонких структур моделюється як величина того ж порядку, що й довжина Колмогорова. Співвідношення між масовою часткою тонких структур і загальною масою, γ^* може бути виражене через число Рейнольдса Re_τ та константу C_γ , тобто:

$$\gamma^* = C_\gamma^n (Re_\tau)^{-\frac{n}{4}} = C_\gamma^n \left(\frac{\nu \varepsilon}{k^2} \right)^{\frac{n}{4}}, \quad (2.10)$$

де $Re_\tau = \frac{k^2}{\nu \varepsilon}$;

ν – кінематична в'язкість;

k – енергія турбулентності;

ε – швидкість дисипації турбулентної енергії.

У виразі (2.10) протягом усього розвитку моделі EDC, використовувалося значення $n = 2$ або 3 [79].

Модель EDC також визначає масову частку області тонких структур як

$$\gamma_\lambda = (\gamma^*)^{\frac{1}{n}}. \quad (2.11)$$

Ще одним важливим параметром у моделі EDC є швидкість масообміну тонких структур, поділена на їх масу, яка моделюється як

$$\dot{m}^* = \frac{1}{C_\tau} \left(\frac{\varepsilon}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.12)$$

Вторинні константи C_γ та C_τ виводяться з первинних констант C_{D1} та C_{D2} [80]. При використанні стандартної EDC моделі $C_{D1} = 0,135$ та $C_{D2} = 0,5$. Ці вторинні константи використовуються як параметри налаштування для корекції переоцінки швидкості реакції під час моделювання полум'я в режимі MILD [81].

У межах теорії EDC розподілені тонкі структури розглядаються як ідеальний реактор, тобто нестационарний Perfectly Stirred Reactor (PSR).

За умови встановлення стаціонарного розв'язку для такого реактора, швидкість реакції компонента k може бути обчислена ітераційно на основі рівняння балансу мас.

$$R_k^* = \rho^* \frac{(Y_k^* - Y_k^0)}{\tau^*}, \quad (2.13)$$

де ρ – густина потоку;

Y_k – масова частка компонента k ,

а верхні індекси $*$ і 0 позначають, відповідно, параметри реактора та навколишнього середовища. Час перебування у реакторі визначається як обернена величина від $\dot{m}^*$, тобто $\tau^* = \frac{1}{\dot{m}^*}$. Рівняння (2.13) ґрунтується на припущенні, що реактор є адіабатичним та ізобарним. Застосування моделі PSR для моделювання процесів горіння забезпечує можливість опису аеродинамічного згасання полум'я за умов високих градієнтів деформації [82].

Зв'язок між середніми величинами (позначеними рискою зверху) та параметрами реактора виражається наступним співвідношенням:

$$\overline{R_k} = \bar{\rho} \chi \gamma^* \frac{(Y_k^* - Y_k^0)}{\tau^*}, \quad (2.14)$$

де Y_k^* зазвичай підставляється зі стаціонарного розв'язку рівняння (2.13). Рівняння (2.14) вводить величину χ – реакційну частку [83].

Модель *Eddy Dissipation/Finite Rate* (ED/FR) - підхід до врахування хімії з кінцевою швидкістю в поєднанні з моделлю дисипації вихорів, оцінює середню швидкість реакції як мінімальне значення між швидкістю за EDM і швидкістю за рівнянням Арреніуса. Це забезпечує можливість переходу від змішано-контрольованого режиму реакції до хімічно контрольованого.

Однак такий підхід схильний до обчислювальної нестабільності, особливо при використанні великих кінетичних схем.

З огляду вищесказаного, на різних етапах проведення даного дослідження робочих процесів в камерах згоряння КГТА, що працює на водні, застосовувалися такі математичні моделі: $k - \varepsilon$ модель турбулентності, Finite Rate/Eddy Dissipation (FR-ED) модель глобальної хімічної взаємодії та Eddy Dissipation Concept (EDC) модель хімічних багатоступінчастих реакцій.

Моделювання фізико-хімічних процесів у камері газо-паротурбінного двигуна проводилось на основі системи рівнянь, записаних в часткових похідних, які описують закони збереження маси, енергії, імпульсу та хімічної складової в багатокomпонентній реагуючій турбулентній системі [84].

Рівняння збереження маси, або рівняння нерозривності для стислих і нестислих середовищ:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = S_m, \quad (2.15)$$

де ρ – масова густина потоку;

$\vec{v}$ – вектор локальної швидкості потоку;

S_m – джерельний член, який визначає масу, яка привноситься в потік будь-яким способом [84].

Рівняння збереження кількості руху в нерухомій системі координат:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \tau_{st} + \rho \vec{g} + \vec{F}, \quad (2.16)$$

де p – статичний тиск;

$\rho \vec{g}$ – гравітаційна сила, що діє на одиницю маси;

$\vec{F}$ – зовнішні сили, що діють на потік;

τ_{st} – тензор тисків.

Рівняння збереження енергії у загальному вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \vec{J}_i + S_h, \quad (2.17)$$

де E – повна енергія;

$\vec{J}_q$ – густина теплового потоку суміші;

S_h – джерельний член, що описує тепловиділення в результаті хімічних реакцій [84].

Рівняння збереження маси для окремих хімічних компонентів суміші у загальному вигляді має вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla(\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \vec{J}_i + R_i + S_i, \quad (2.18)$$

де R_i – рівень утворення i -го компоненту в результаті хімічної реакції;

S_i – рівень додаткового утворення i -го компоненту з дисперсної фази або інших джерел;

$\vec{J}_i$ – масова дифузія i -го компоненту;

Y_j – концентрація j -го компоненту.

Використана математична модель викидів оксидів азоту являє собою систему рівнянь масопереносу, яка враховує конвекцію, дифузію, а також утворення та розкладання NO та споріднених сполук, і отримана на основі закону збереження маси. Вплив часу перебування реагенту в об'ємі на механізм утворення NO_x враховано в конвективних членах визначальних рівнянь, записаних у системі відліку Ейлера. Для «термічних» і «швидких» оксидів азоту рівняння переносу NO розв'язується у векторній формі на основі рівняння збереження маси для окремих хімічних компонентів суміші [55, 86].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{\text{NO}}) + \nabla(\rho \vec{v} Y_{\text{NO}}) = \nabla(\rho D \nabla Y_{\text{NO}}) + S_{\text{NO}}, \quad (2.19)$$

де Y_{NO} – масова концентрація NO;

D – коефіцієнт дифузії;

$\vec{v}$ – вектор швидкості;

S_{NO} – джерельний член, який визначається в залежності від механізму утворення NO_x [55, 85].

2.3 Методи розв'язання системи рівнянь, що описують процеси в камері згоряння ГТД, що працює на водні

Система рівнянь (2.15-2.19) у своєму початковому вигляді є недостатньо визначеною. Її замикання, як правило, здійснюється шляхом введення додаткових диференціальних рівнянь, що описують вибрану модель турбулентності, а також використання напівемпіричних залежностей для тензора турбулентних напружень (2.20), теплового та масодифузійного потоків (2.21–2.25). Крім того, застосовується рівняння стану газової суміші, що поводить як ідеальний газ (2.26). Температурна залежність термодинамічних і теплофізичних характеристик газів враховується за допомогою відповідних апроксимуючих співвідношень.

Використаємо вираз для тензора тисків, що походить із кінетичної теорії розріджених газів [63].

$$\bar{\tau} = \mu \left[\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T - \left(\frac{2}{3\mu} - k \right) \nabla \vec{v} I \right], \quad (2.20)$$

де $\vec{v}$ – вектор швидкості;

μ – молекулярна в'язкість;

I – одиничний тензор;

k – коефіцієнт, що відображає ефект об'ємного розширення.

Прийнявши припущення про можливість знехтувати об'ємною в'язкістю, подамо вираз (2.20) у такій формі [63]:

$$\bar{\tau} = \mu \left[\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} I \right]. \quad (2.21)$$

Відповідно до закону Фур'є, тепловий потік у газовій суміші визначається двома складовими: потоком теплоти, зумовленим теплопровідністю $\vec{j}_{q,\lambda}$, та дифузійною складовою теплового потоку $\vec{j}_{q,d}$.

$$\vec{J}_q = \vec{J}_{q,\lambda} + \vec{J}_{q,d}, \quad (2.22)$$

де $\vec{J}_{q,\lambda} = -\lambda_{eff} \nabla T$; $\vec{J}_{q,d} = \sum_j h_j \vec{J}_j$;

$\vec{J}_j$ – густина дифузійного теплового потоку j -го компонента суміші.

У такому разі закон Фур'є можна подати у формі:

$$\vec{J}_q = -\lambda_{eff} \nabla T + \sum_j h_j \vec{J}_j, \quad (2.23)$$

де $\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t$ – коефіцієнт ефективної теплопровідності.

Згідно з законом Фіка, дифузійний потік $\vec{J}_i$ для процесів термодифузії визначається таким чином [63]:

$$\vec{J}_i = -\left(\rho \cdot D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \nabla Y_i - D_{i,T} \frac{\nabla T}{T}, \quad (2.24)$$

де $D_{i,T}$ – коефіцієнт термічної дифузії;

$D_{i,T}$ – середній коефіцієнт масової дифузії для i -го компонента в суміші;

Sc_t – турбулентне число Шмідта, яке визначається за формулою $Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t}$;

D_t – коефіцієнт турбулентної дифузії;

μ_t – коефіцієнт турбулентної в'язкості, що визначається за формулою Колмогорова–Прандтля [63]:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (2.25)$$

де C_μ – емпірична константа.

Рівняння Клайперона–Менделєєва для суміші ідеальних газів задає співвідношення між термодинамічними параметрами у такій формі:

$$p = R \rho T \sum_i \frac{Y_i}{M_i}, \quad (2.26)$$

де M_i – молекулярна маса хімічного компонента i ;

R – універсальна газова стала.

Висновки по другому розділу

1. Сформульовано основні задачі дисертаційної роботи, спрямованої на підвищення ефективності та екологічної чистоти камер згоряння КГТА, що працюють на чистому водні, за рахунок вибору їх раціональних режимних і геометричних параметрів.

2. Основні методи й засоби, що застосовуються в роботі та базуються на математичному та CFD моделюванні процесів у камері згоряння, забезпечують отримання достовірних наукових результатів і відповідають обраному напрямку дослідження.

3. Подано узагальнену математичну модель хімічно реагуючих турбулентних потоків, що містить підмоделі основних фізичних і хімічних процесів: сумішоутворення, турбулентного перенесення, горіння газоподібних палив різного складу та утворення/розкладання оксидів азоту. Модель буде використовуватись для подальшого визначення параметрів камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні.

Результати досліджень розділу 2 опубліковано автором в [86, 87].

РОЗДІЛ 3

ВДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІБРИДНОЇ ГАЗО-ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ

3.1 Розробка принципової схеми гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні

Орієнтуючись на потреби сучасних FPSO суден, розроблено принципову схему гібридної газо-паротурбінної установки контактного типу для роботи на водневому паливі. Основою для цієї гібридної системи обрано енергетичну установку, яка працює на природному газі і представлена в роботі [55]. Запропонована в даному дослідженні гібридна газо-паротурбінна установка відрізняється відсутністю в тепловій схемі турбіни перерозширення і ексгаустеру, які значно ускладнюють функціонування системи, та переведенням КГТА на водневе паливо.

Принципова схема гібридної газо-паротурбінної установки складається з газотурбінного двигуна з пароводяним теплоутилізуючим контуром (ТУК), однокаскадного газотурбінного двигуна з впорскуванням пари у камеру згоряння та пароводяного теплоутилізуючого контура. Прототипом базового двигуна з ТУК обраний перспективний ГТД UGT32000 виробництва АТ НВКГ «Зоря-Машпроект» (м. Миколаїв) потужністю 33 МВ та ККД 38,3 % в умовах ISO, що працює природному газі [88]. Принципова схема, що пропонується, представлена на рис. 3.1.

Газотурбінний агрегат містить двигун простої теплової схеми, контактний газотурбінний двигун з впорскуванням пари в камеру згоряння, а також парову турбіну (ПТ), котрі працюють на окремі електрогенератори.

До складу установки входять базовий ГТД простої теплової схеми 1, що працює на електрогенератор 5(2), парова турбіна 6 ТУК базового ГТД, яка приводить електрогенератор 5(1), а також контактний ГТД (КГТД) 11, що працює на електрогенератор 5(3) [89].

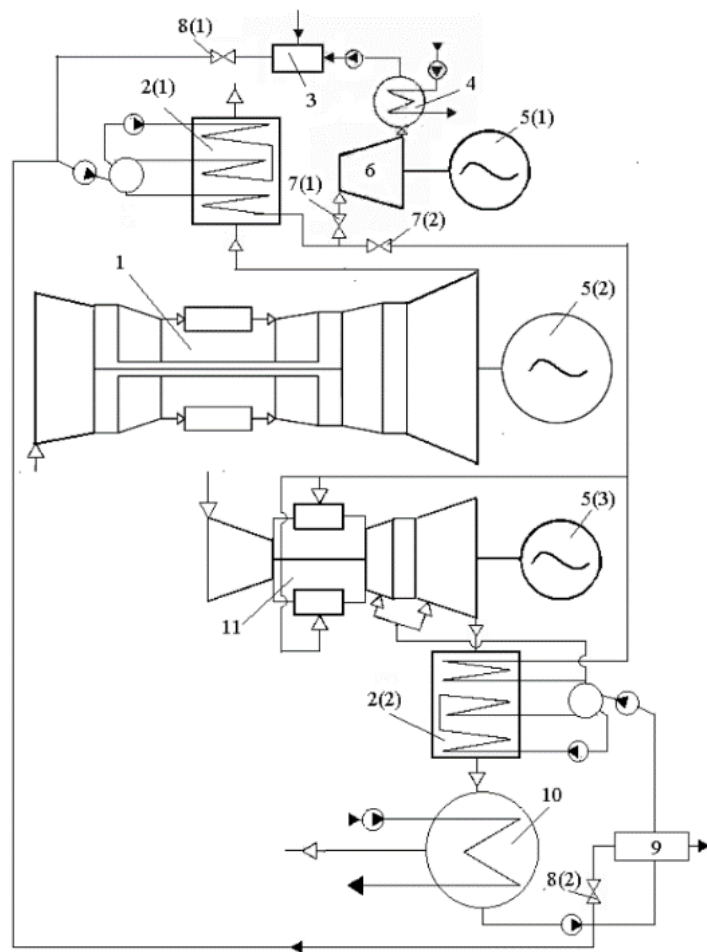


Рисунок 3.1 – Принципова схема комбінованої газо-паротурбінної установки з гібридним циклом: 1 – базовий ГТД; 2(1), 2(2) – УПГ; 3 – цистерна котлової води; 4 – паровий конденсатор; 5(1), 5(2), 5(3) – електрогенератори; 6 – парова турбіна; 7(1), 7(2) – парові клапани; 8(1), 8(2) – водяні клапани; 9 – блок водоочищення; 10 – газопаровий конденсатор; 11 – контактний ГТД [89]

Відпрацьовані гази після базового ГТД потрапляють до УПГ 2(1), який генерує перегріту водяну пару. В залежності від положення клапанів 7(1) та 7(2) регулюється подача пари на ПТ ТУК базового ГТД, а також у КЗ КГТД.

При відкритому клапані 7(1) та закритому 7(2) гібридний агрегат працює як ГТА з пароводяним теплоутилізуючим контуром одного тиску, а ПТ працює з максимальною потужністю. Коли відкривається також і клапан 7(2), частина пари з УПГ 2(1) впорскується до КЗ КГТД 10, а інша частина пари продовжує

надходити до ПТ ТУК базового ГТД. УПГ 2(2) генерує водяну перегріту пару з таким самим тиском, як і УПГ 2(1). Далі водяна пара впорскується до КЗ КГТД. Суха насичена пара з УПГ 2(2) подається на охолодження турбінних лопаток та корпусу КГТД. Відпрацьована газопарова суміш після КГТД проходить через УПГ 2(2) та потрапляє у газопаровий конденсатор 9, в якому водяна пара, що впорскувалась у КЗ, конденсується у воду та за допомогою насоса потрапляє у блок водоочищення 8. Після чого відпрацьовані продукти згоряння з залишками водяної пари викидаються до атмосфери. З блоку водоочищення за допомогою живильних насосів вода надходить до сепараторів УПГ 2(1) та 2(2).

Зважаючи на особливості компонування установки, можна відмітити, що вона дає змогу варіювати корисну вихідну потужність у широкому діапазоні, починаючи з режимів, коли працює тільки ГТД простої схеми, до режимів повного навантаження, коли задіяні усі енергетичні модулі установки, з високим ефективним ККД [89].

3.2 Математична модель гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні

3.2.1 Математична модель перерахунку параметрів ГТД UGT32000 в умовах ISO при наявності в схемі УПГ

Базовий ГТД UGT32000 розраховувався за математичною моделлю ГТД простої схеми [90]. Запропоновані формули 3.1-3.3 враховують наявність у схемі УПГ.

Потужність ГТД

$$N_{GTE} = N_{iso} \cdot [1 - 0,8 \cdot (1 - \nu_{HRSG})], \quad (3.1)$$

де ν_{HRSG} – коефіцієнт відновлення повного тиску для УПГ;

N_{iso} – потужність ГТД простої схеми.

Температура газу за ГТД

$$T_4 = T_{4_{iso}} \cdot [1 + 0,25(1 - v_{HRSG})], \quad (3.2)$$

де $T_{4_{iso}}$ – температура на виході з силової турбіни для ГТД простої схеми.

Ефективний ККД ГТД

$$\eta_{e_{GTE}} = \eta_{e_{iso}} \cdot [1 - 0,9 \cdot (1 - v_{HRSG})], \quad (3.3)$$

де $\eta_{e_{iso}}$ – ККД ГТД простої схеми.

Представлені далі моделі УПГ базового ГТД простої схеми, ПТ, ТУК та КГТА з ТУК побудовано з використанням залежностей [89, 90], а також закономірностей зміни термодинамічних параметрів в елементах запропонованої принципової схеми при використанні водню в якості основного палива для роботи ГТД.

3.2.2 Математична модель УПГ базового ГТД

Температура перегрітої пари за сполученими параметрами

$$T_{SS} = f(P_{HRSG}, \eta_{ST}, x_{min}, P_z), \quad (3.4)$$

де P_{HRSG} - тиск в УПГ;

η_{ST} – ККД парової турбіни;

x_{min} – ступінь сухості пари в кінці процесу розширення в ПТ;

P_z – тиск пари в конденсаторі ПТ.

Температура газу за випарним пучком (ВП) УПГ

$$T_{eb} = T_{ws} + \Delta T_{eb}, \quad (3.5)$$

де T_{ws} – температура води на лінії насичення при тиску P_{HRSG} ;

ΔT_{eb} – мінімальний температурний напір за ВП УПГ.

Температура води на виході з економайзерного пучка УПГ

$$T_{w2e} = T_{ws} - \Delta T_{uw}, \quad (3.6)$$

де ΔT_{uw} – недогрів води до кипіння в економайзерному пучку УПГ.

Ентальпія води на виході з економайзерного пучка УПГ

$$h_{w2e} = F(P_{HRSG}, T_{w2e}). \quad (3.7)$$

Середня температура процесу в пароперігрівному (ПП) та ВП УПГ

$$T_{av_1} = \frac{T_4 + T_{eb}}{2}. \quad (3.8)$$

Відносна паропроодуктивність УПГ за перегрітим паром

$$g_{SS} = \frac{\beta_{l_1} \cdot \beta_{go} \cdot c_{pg}|_{T_{eb}}^{T_4} \cdot (T_4 - T_{eb})}{(h_{SS} - h_{ws}) + k_{cir} \cdot (h_{ws} - h_{w2e})}, \quad (3.9)$$

де β_{l_1} – коефіцієнт перетікань газу в УПГ;

β_{go} – коефіцієнт витрати для газівідвідного пристрою;

$c_{pg}|_{T_{eb}}^{T_4}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ПП та ВП УПГ;

h_{SS} – ентальпія перегрітої пари при P_{HRSG} та T_{SS} ;

h_{ws} – ентальпія води на лінії насичення при тиску P_{HRSG} ;

k_{cir} – кратність циркуляції води у УПГ.

Паропроодуктивність УПГ за перегрітим паром

$$G_{SS} = G_{c_1} \cdot g_{SS}, \quad (3.10)$$

де G_{c_1} – витрата повітря через компресор ГТД простої схеми.

Ентальпія живильної води на вході в економайзер УПГ

$$h_{w1e} = \frac{h_{fw}}{k_{cir}} + \frac{(k_{cir} - 1)}{k_{cir}} \cdot h_{ws}, \quad (3.11)$$

де h_{fw} – ентальпія живильної води при T_{fw} ;

h_{ws} – ентальпія води на лінії насичення при P_{HRSG} .

Середня температура в економайзері УПГ

$$T_{av_2} = \frac{T_6 + T_{eb}}{2}, \quad (3.12)$$

де T_6 – для першого наближення приймається в діапазоні 430-450 К.

Температура газів, що відходять за УПГ T_6

$$T_6 = T_{eb} - \frac{k_{cir} \cdot g_{SS} \cdot (h_{w2e} - h_{w1e})}{\beta_{l_1} \cdot \beta_{go} \cdot c_{pg}|_{T_6}^{T_{eb}}}, \quad (3.13)$$

де $c_{pg}|_{T_6}^{T_{eb}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в економайзері.

3.2.3 Математична модель потужності ПТ і ККД ТУК базового ГТД

Тиск пари перед соплами ПТ

$$P_{3s} = P_{HRSG} \cdot \nu_{HRSG} \cdot \nu_{s2}, \quad (3.14)$$

де ν_{s2} – коефіцієнт відновлення повного тиску на відріжку вихід з УПГ – вхід до соплового апарату ПТ.

Величина питомої потужності ПТ

$$N_{spST} = g_{SS} \cdot (1 - \delta_{SS}) \cdot (h_{SS} - h_{ra}) \cdot \eta_{ST} \cdot \eta_{mST} \cdot \nu_{id}, \quad (3.15)$$

де δ_{SS} – відносна витрата пари на власні потреби ТУК;

h_{ra} – ентальпія кінця ізоентропійного процесу розширення пари в ПТ;

η_{ST} – ККД ПТ;

η_{mST} – механічний ККД ПТ;

ν_{id} – коефіцієнт відновлення повного тиску вхідного пристрою ПТ.

Потужність ПТ в складі ГТА з ТУК

$$N_{ST} = N_{spST} \cdot G_{c1} \cdot (1 - x), \quad (3.16)$$

де x – ступінь сухості пари.

Потужність циркуляційного насосу

$$N_{cp} = 1,00125 \cdot \frac{G_{SS} \cdot (1 - x) \cdot k_{cir} \cdot \left(\frac{P_{HRSG}}{0,9} - P_{HRSG} \right)}{\eta_{cp}}, \quad (3.17)$$

де η_{cp} – ККД гідравлічної частини насоса відцентрового типу.

Потужність живильного насоса УПГ

$$N_{fp} = 1,00125 \cdot \frac{G_{SS} \cdot (1 - x) \cdot (P_{HRSG} - P_{out})}{\eta_{cp}}, \quad (3.18)$$

де P_{out} – атмосферний тиск.

Потужність конденсатного насосу ТУК

$$N_{con.p} = 1,00125 \cdot \frac{G_{SS} \cdot (1 - x) \cdot (P_{out} - P_z)}{\eta_{cp}}. \quad (3.19)$$

Потужність головного циркуляційного насосу (ГЦН) ТУК

$$N_{mcp} = 1,00125 \cdot \frac{G_{SS} \cdot (1 - x) \cdot CR \cdot \Delta P_{mcirp}}{\eta_{cp}}, \quad (3.20)$$

де CR – кратність охолодження;

ΔP_{mcirp} – напір ГЦН.

Загальна потужність, що витрачається усіма насосами ТУК

$$\sum N_p = N_{cp} + N_{fp} + N_{con.p} + N_{mcirp}. \quad (3.21)$$

Питома витрата палива на ГТА з ТУК

$$C_{Ne} = \frac{G_{fh}}{N_{GTE} + N_{ST} - \sum N_p}, \quad (3.22)$$

де G_{fh} - годинна витрата палива.

Ефективний ККД ГТА з ТУК

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \cdot C_{Ne}}, \quad (3.23)$$

де H_u – нижча теплотворна здатність палива (водню).

Внутрішня потужність ГТА з ТУК

$$N_{GTU} = N_{GTE} + N_{ST}, \quad (3.24)$$

Електрична потужність ГТД

$$N_{elGTE} = N_{GTE} \cdot \eta_{gen}, \quad (3.25)$$

де η_{gen} – ККД генератора.

Електрична потужність ПТ

$$N_{elST} = N_{ST} \cdot \eta_{gen}. \quad (3.26)$$

Загальна електрична потужність ГТА з ТУК у бінарному циклі

$$N_{elGTU} = (N_{GTE} + N_{ST}) \cdot \eta_{gen}. \quad (3.27)$$

3.2.4 Математична модель КГТД з ТУК і паровим охолодженням лопаток турбін

Вологовміст повітря на вході до КГТД

$$d_{hc} = \frac{R_a \cdot \varphi \cdot P_s}{R_a \cdot (P_{out} - \varphi \cdot P_s)}, \quad (3.28)$$

де R_a – газова постійна для повітря;

P_s – тиск насиченої пари при температурі навколишнього повітря T_{out} ;

φ – розрахункова вологість навколишнього повітря.

Адіабатичний ККД компресора КГТД

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{\frac{k_c-1}{k_c}} - 1}{\pi_c^{\frac{k_c-1}{k_c \cdot \eta_{ac}}} - 1}, \quad (3.29)$$

де π_c – міра підвищення тиску в компресорі КГТД;

η_{ac} – адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора;

k_c – показник ізоентропи процесу підвищення тиску в компресорі.

Дійсний підігрів повітря в компресорі КГТД

$$\Delta T_c = \frac{T_{out} \cdot (\pi_c^{\frac{k_c-1}{k_c}} - 1)}{\eta_c}, \quad (3.30)$$

де η_c – ККД осьового компресора.

Температура повітря за компресором КГТД

$$T_2 = T_{out} + \Delta T_c. \quad (3.31)$$

Середня температура повітря в процесі підвищення тиску

$$T_{avc} = T_{out} + \frac{\Delta T_c \cdot \eta_c}{2}. \quad (3.32)$$

Відносний паровміст в течії перед компресором КГТД

$$d_{sc} = \frac{d_{hc}}{d_{hc} + 1}. \quad (3.33)$$

Масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу в компресорі

$$c_{p_c} = c_{p_{ac}} \cdot (1 - d_{sc}) + c_{p_{hc}} \cdot d_{sc}, \quad (3.34)$$

де $c_{p_{hc}}$ – масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу у компресорі КГТД;

$c_{p_{ac}}$ – масова ізобарна теплоємність повітря для процесу у компресорі КГТД.

Газова постійна вологого повітря для процесу в компресорі КГТД

$$R_{hc} = R_w \cdot (1 - d_{sc}) + R_a \cdot d_{sc}, \quad (3.35)$$

де R_w – газова постійна водяної пари.

Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в компресорі КГТД

$$k_c = \frac{c_{p_c}}{c_{p_c} - R_{hc}}. \quad (3.36)$$

Тиск на вході в компресор КГТД

$$P_1 = P_{out} \cdot v_{id}. \quad (3.37)$$

Тиск на виході з компресора КГТД

$$P_2 = P_1 \cdot \pi_c. \quad (3.38)$$

Тиск в сепараторі пари УПГ1 UGT32000

$$P_{HRSG} = \frac{P_2}{v_{spip}}, \quad (3.39)$$

де v_{spip} – коефіцієнт відновлення повного тиску в паропроводі від сепаратора УПГ до КЗ.

Відносна кількість пари, що вприскується в КЗ КГТД від УПГ2

$$g_{ss_2} = (0,10...0,20). \quad (3.40)$$

Коефіцієнт витрати КЗ КГТД

$$\alpha_{com} = (0,98...0,99). \quad (3.41)$$

Масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесів в КЗ КГТД

$$c_{p_h}|_{T_3}^{T_3} = c_{p_{acom1}} \cdot (1 - d_{hc}) + c_{p_{scom1}} \cdot d_{hc}, \quad (3.42)$$

де $c_{p_{a_{com1}}}$ – масова ізобарна теплоємність повітря при температурі $T_{av_{com1}} = \frac{T_3+293}{2}$;

$c_{p_{s_{com1}}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари при температурі $T_{av_{com1}} = \frac{T_3+293}{2}$.

$$c_{p_h}|_{293}^{T_2} = c_{p_{a_{com2}}} \cdot (1 - d_{hc}) + c_{p_{s_{com2}}} \cdot d_{hc}, \quad (3.43)$$

де $c_{p_{a_{com2}}}$ – масова ізобарна теплоємність повітря при температурі $T_{av_{com1}} = \frac{T_2+293}{2}$;

$c_{p_{s_{com2}}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари при температурі $T_{av_{com2}} = \frac{T_2+293}{2}$.

Відносна витрата палива на КЗ КГТД

$$g_{f_2} = \frac{1}{\alpha \cdot L_0}, \quad (3.44)$$

де L_0 – стехіометрична кількість повітря необхідна для спалювання;

α – коефіцієнт надлишку повітря в КЗ.

Комплекс А

$$A = H_U \cdot \eta_{kc} - \left[c_{p_g}|_{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{p_h}|_{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] \cdot (T_3 - 293), \quad (3.45)$$

де η_{kc} – коефіцієнт повноти згоряння в КЗ;

$c_{p_g}|_{293}^{T_3}$ – середня масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння палива при коефіцієнті надлишку повітря α в інтервалі температур 293... T_3 .

Комплекс В

$$B = c_{p_h}|_{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{p_h}|_{293}^{T_2} \cdot (T_2 - 293) \quad (3.46)$$

Відносна кількість повітря, що впорскується в КЗ КГТД від УПГ1

$$g_{ss1} = \frac{g_{f_2} \langle A \rangle - [B]}{(h_{3n} - h_{ss}) / \alpha_{com}} - g_{ss2}, \quad (3.47)$$

де h_{3n} – ентальпія водяної пари при температурі T_3 для процесів в КЗ.

Коефіцієнт витрати для 1-го ступеня турбіни КГТД

$$\beta_{t_1} = (1 + g_{f_2}) \cdot \alpha_{com} + g_{ss_1} + g_{ss_2}. \quad (3.48)$$

Відносний паровміст в течії перед турбіною КГТД

$$d_{st_1} = \frac{g_{ss_1} + g_{ss_2} + d_{sc}}{\beta_{t_1}}. \quad (3.49)$$

Відносний газовміст в течії перед турбіною КГТД

$$d_{gt_1} = 1 - d_{st_1}. \quad (3.50)$$

Тиск суміші перед турбіною КГТД

$$P_3 = P_2 \cdot v_{com}, \quad (3.51)$$

де v_{com} – коефіцієнт відновлення повного тиску в КЗ

Тиск суміші за турбіною КГТД

$$P_4 = \frac{P_n}{v_{go} \cdot v_{HRSG} \cdot v_{mcp}}, \quad (3.52)$$

де v_{go} – коефіцієнт відновлення повного тиску для газів відповідного тракту;

v_{mcp} – коефіцієнт відновлення повного тиску для ГПК.

Міра зниження тиску в турбіні КГТД

$$\pi_t = \frac{P_3}{P_4}. \quad (3.53)$$

Оціночне значення ККД турбіни КГТД

$$\eta_{te} = \frac{1 - \frac{1}{\frac{(k_g-1) \cdot \eta_{at}}{k_g}}}{1 - \frac{1}{\frac{k_g-1}{k_g}}}, \quad (3.54)$$

де π_t – міра зниження тиску в турбіні КГТД;

η_{at} – адіабатичний ККД елементарного ступеня турбіни;

k_g - показник ізоентропи процесу зниження тиску в турбіні.

Оціночне значення температурного перепаду на турбіну КГТД

$$\Delta T_{T_e} = T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_g - 1}{k_g} \pi_t} \right) \cdot \eta_{t_e}. \quad (3.55)$$

Оціночне значення температури кінця процесу розширення в турбіні

$$T_{4_e} = T_3 - \Delta T_{T_e}. \quad (3.56)$$

Середня температура суміші для процесу розширення в турбіні КГТД

$$T_{av_t} = T_3 - \frac{\Delta T_{T_e}}{2 \cdot \eta_{T_e}}. \quad (3.57)$$

Масова ізобарна теплоємність газової суміші для процесу в турбіні КГТД

$$c_{p_{gst}} = c_{p_{gt}} \cdot d_{gt_1} + c_{p_{st}} \cdot d_{st_1}, \quad (3.58)$$

де $c_{p_{gt}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння при температурі T_{av_t} ;

$c_{p_{st}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари при температурі T_{av_t} .

Газова постійна газової суміші для процесу в турбіні КГТД

$$R_{gs} = R_g \cdot d_{gt_1} + R_s \cdot d_{st_1}. \quad (3.59)$$

Показник ізоентропи для процесу розширення в турбіні КГТД

$$k_t = \frac{c_{p_{gst}}}{c_{p_{gst}} - R_{gs}}, \quad (3.60)$$

де R_{gs} – газова постійна продуктів згоряння.

Оціночне значення відносного температурного перепаду на ступінь в турбіні КГТД

$$\left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{st} = 1 - 10^{\frac{\log \left(\frac{T_{4_e}}{T_3} \right)}{z_t}}, \quad (3.61)$$

де z_t – кількість ступенів турбіни.

Температурний перепад на перший ступінь турбіни КГТД

$$\Delta T_{st_1} = T_3 \cdot \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{st}. \quad (3.62)$$

Температура кінця процесу розширення в першому ступені турбіни КГТД

$$T_{4.1} = T_3 - \Delta T_{st_1}. \quad (3.63)$$

Середня температура суміші для процесу розширення в першому ступені турбіни КГТД

$$T_{av_{t1}} = T_3 - \frac{\Delta T_{st_1}}{2 \cdot \eta_{at}}. \quad (3.64)$$

Масова теплоємність газопарової суміші для процесу в першому ступені турбіни

$$c_{p_{gst1}} = c_{p_{gt1}} \cdot d_{gt1} + c_{p_{st1}} \cdot d_{st1}, \quad (3.65)$$

де $c_{p_{gt1}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в першому ступені турбіни КГТД при температурі $T_{av_{t1}}$ та коефіцієнті надлишку повітря α ;

$c_{p_{st1}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу розширення в першому ступені турбіни КГТД при температурі $T_{av_{t1}}$.

Показник ізоентропи для процесу розширення в першому ступені турбіни

$$k_{t1} = \frac{c_{p_{gst1}}}{c_{p_{gst1}} - R_{gs}}. \quad (3.66)$$

Відносна витрата сухої насиченої пари на охолодження першого ступеня турбіни

$$g_{cs_1} = 1,063 \cdot g_e \cdot \beta_{t1} \cdot \frac{(T_3 - T_{al})}{(T_{al} - T_{11})} \cdot \left(\frac{T_3}{T_{11}} \right)^{0.25}, \quad (3.67)$$

де T_{11} – температура насичення, яка визначається при $P_{упг}$;

g_e – еталоне значення витрати охолоджувального повітря;

T_{al} – максимально допустима температура лопаток.

Масова ізобарна теплоємність газопарової суміші для процесу змішування за турбіною високого тиску КГТД

$$c_{p_{gst4.1}} = c_{p_{gt4.1}} \cdot d_{gt1} + c_{p_{st4.1}} \cdot d_{st1}, \quad (3.68)$$

де $c_{p_{gt4.1}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу змішування за першим ступенем турбіни КГТД при температурі $T_{4.1}$ та коефіцієнті надлишку повітря α ;

$c_{p_{st4.1}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу розширення за першим ступенем турбіни КГТД при температурі $T_{4.1}$.

Температура суміші за першим ступенем з урахуванням ефекту «захолоджування» течії

$$T_{4.1d} = \frac{\beta_{t_1} \cdot T_{4.1}}{(\beta_{t_1} + g_{cs_1})} + \frac{c_{p_{acool}} \cdot g_{cs_1} \cdot T_{11}}{c_{p_{gst4.1}} \cdot (\beta_{t_1} + g_{cs_1})}, \quad (3.69)$$

де $c_{p_{acool}}$ – масова ізобарна теплоємність охолоджувального повітря для процесу змушування за першою ступеню турбіни КГТД при температурі T_{11} .

Міра зниження тиску в першому ступені турбіни КГТД

$$\pi_{st_1} = \left(\frac{T_3 \cdot \eta_{at}}{T_3 \cdot \eta_{at} - \Delta T_{st_1}} \right)^{\frac{k_{t_1}}{(k_{t_1}-1)}}. \quad (3.70)$$

Питома потужність першого ступеня турбіни КГТД

$$N_{sp_1} = \beta_{t_1} \cdot c_{p_{gst_1}} \cdot \Delta T_{st_1}. \quad (3.71)$$

Коефіцієнт витрати для другого ступеня турбіни КГТД

$$\beta_{t_2} = \beta_{t_1} + g_{cs_1}. \quad (3.72)$$

Відносний паровміст в течії перед другим ступенем турбіни КГТД

$$d_{s_2} = \frac{g_{ss_1} + g_{ss_2} + d_{hc} + g_{cs_1}}{\beta_{t_2}}. \quad (3.73)$$

Відносний газовміст в течії перед другим ступенем турбіни КГТД

$$d_{g_2} = 1 - d_{s_2}. \quad (3.74)$$

Температурний перепад на другий ступінь турбіни КГТД

$$\Delta T_{st_2} = T_{4.1d} \cdot \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{st}. \quad (3.75)$$

Температура кінця процесу розширення у другому ступені турбіни КГТД

$$T_{4.2} = T_{4.1d} - \Delta T_{st_2}. \quad (3.76)$$

Середня температура суміші для процесу розширення у другому ступені турбіни КГТД

$$T_{av_{t_2}} = T_{4.1d} - \frac{\Delta T_{st_2}}{2 \cdot \eta_{at}}. \quad (3.77)$$

Масова теплоємність газопарової суміші для процесу у другому ступені турбіни КГТД

$$c_{p_{gst_2}} = c_{p_{gt_2}} \cdot d_{gt_2} + c_{p_{st_2}} \cdot d_{st_2}, \quad (3.78)$$

де $c_{p_{gt_2}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу змішування за першою ступеню турбіни КГТД при температурі $T_{av_{t_2}}$ та коефіцієнті надлишку повітря α ;

$c_{p_{st_2}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу розширення за першою ступеню турбіни КГТД при температурі $T_{av_{t_2}}$.

Показник ізоентропи для процесу розширення у другому ступені турбіни КГТД

$$k_{t_2} = \frac{c_{p_{gst4.2}}}{c_{p_{gst4.2}} - R_{gs}}. \quad (3.79)$$

Відносна витрата сухої насиченої пари на охолодження другого ступеня турбіни КГТД

$$g_{cs_2} = 1,063 \cdot g_e \cdot \beta_{t_2} \cdot \frac{(T_{4.1d} - T_{al})}{(T_{al} - T_{11})} \cdot \left(\frac{T_{4.1d}}{T_{11}} \right)^{0.25}. \quad (3.80)$$

Масова теплоємність суміші для процесу змішування за другим ступенем турбіни КГТД

$$c_{p_{gst4.2}} = c_{p_{gt4.2}} \cdot d_{gt_2} + c_{p_{st4.2}} \cdot d_{st_2}, \quad (3.81)$$

де $c_{p_{gt4.2}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу змішування за першим ступенем турбіни КГТД при температурі $T_{4.2}$ та коефіцієнті надлишку повітря α ;

$c_{p_{st4.2}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу розширення за першим ступенем турбіни КГТД при температурі $T_{4.2}$.

Температура суміші за другим ступенем з ефектом «захолювання»

$$T_{4.2d} = \frac{\beta_{t_2} \cdot T_{4.2}}{(\beta_{t_2} + g_{cs_2})} + \frac{c_{p_{acool}} \cdot g_{cs_2} \cdot T_{11}}{c_{p_{gst4.2}} \cdot (\beta_{t_2} + g_{cs_2})}. \quad (3.82)$$

Міра зниження тиску у другому ступені турбіни КГТД

$$\pi_{st_2} = \left(\frac{T_{4.1d} \cdot \eta_{at}}{T_{4.1d} \cdot \eta_{at} - \Delta T_{st_2}} \right)^{\frac{k_{t_2}}{(k_{t_2}-1)}}. \quad (3.83)$$

Питома потужність другого ступеня турбіни КГТД

$$N_{sp_2} = \beta_{t_2} \cdot c_{p_{gst2}} \cdot \Delta T_{st_2}. \quad (3.84)$$

Тиск суміші за другим ступенем турбіни КГТД

$$P_{4.2} = \frac{P_3}{\pi_{st_1} \cdot \pi_{st_2}}. \quad (3.85)$$

Міра зниження тиску у групі з неохолоджуваними ступенями турбіни

$$\pi_{st_{36}} = \frac{P_{4.2}}{P_4}. \quad (3.86)$$

Коефіцієнт витрати для групи неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$\beta_{st_{36}} = \beta_{t_2} + g_{cs_2}. \quad (3.87)$$

Відносний паровміст в течії перед групою неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$d_{st_{36}} = \frac{g_{ss_1} + g_{ss_2} + d_{hc} + g_{cs_1} + g_{cs_2}}{\beta_{st_{36}}}. \quad (3.88)$$

Відносний газовміст в течії перед групою неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$d_{gt_{36}} = 1 - d_{st_{36}}. \quad (3.89)$$

Середня температура суміші для процесу розширення в групі неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$T_{av_{36}} = T_{4.2d} - \frac{(\Delta T_{T_e} - \Delta T_{st_1} - \Delta T_{st_2})}{2 \cdot \eta_{t_e}}. \quad (3.90)$$

Масова теплоємність газопарової суміші для процесу в групі неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$c_{p_{gst36}} = c_{p_{gt36}} \cdot d_{gt36} + c_{p_{st36}} \cdot d_{st36}, \quad (3.91)$$

де $c_{p_{gt36}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в групі неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД при температурі $T_{av_{36}}$ та коефіцієнті надлишку повітря α ;

$c_{p_{st36}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в групі неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД при температурі $T_{av_{36}}$.

Показник ізоентропи для процесу розширення в групі неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$k_{t_{36}} = \frac{c_{p_{gst36}}}{c_{p_{gst36}} - R_{gs}}. \quad (3.92)$$

Внутрішній ККД групи неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$\eta_{t_{36}} = \frac{1 - \frac{1}{\frac{(k_{t_{36}}-1) \cdot \eta_{at}}{k_{t_{36}}}}}{1 - \frac{1}{\frac{k_{t_{36}}-1}{k_{t_{36}}}}} \cdot \pi_{st_{36}}. \quad (3.93)$$

Температурний перепад групи неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$\Delta T_{st_{36}} = T_{4.2d} \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{t_{36}}-1}{k_{t_{36}}}} \right) \cdot \eta_{t_{36}}. \quad (3.94)$$

Температура кінця процесу розширення в турбіні КГТД

$$T_4 = T_{4.2d} - \Delta T_{st_{36}}. \quad (3.95)$$

Питома потужність групи неохолоджуваних ступенів турбіни КГТД

$$N_{sp_{36}} = \beta_{t_{36}} \cdot c_{p_{gst_{36}}} \cdot \Delta T_{st_{36}}. \quad (3.96)$$

Питома потужність турбіни КГТД

$$N_{sp_t} = N_{sp_{36}} + N_{sp_1} + N_{sp_2}. \quad (3.97)$$

Коефіцієнт витрати для газів відповідного пристрою

$$\beta_{go_2} = \beta_{t_{36}} + (0,001 \dots 0,002). \quad (3.98)$$

Відносний паровміст у течії перед УПГ2

$$d_{s_{HSRG2}} = \frac{g_{ss_1} + g_{ss_2} + d_{hc} + g_{cs_1} + g_{cs_2}}{\beta_{go_2}}. \quad (3.99)$$

Відносний газовміст у течії перед УПГ2

$$d_{g_{HSRG2}} = 1 - d_{s_{HSRG2}}. \quad (3.100)$$

Середня температура суміші для процесів в ПП та ВП УПГ2

$$T_{av_4} = \frac{T_4 + T_{eb}}{2}. \quad (3.101)$$

Масова ізобарна теплоємність суміші для процесу в ПП та ВП УПГ2

$$c_{p_{gs4}} = c_{p_{g4}} \cdot d_{g_{HSRG2}} + c_{p_{s4}} \cdot d_{s_{HSRG2}}, \quad (3.102)$$

де $c_{p_{g4}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ПП та ВП УПГ2 при температурі T_{av_4} та коефіцієнті надлишку повітря α ;

$c_{p_{s4}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в ПП та ВП УПГ2 при температурі T_{av_4} .

Відносна паропроодуктивність УПГ2 за перегрітим паром

$$g_{ss_2} = \frac{\beta_{go_2} \cdot c_{p_{gs4}} \cdot (T_4 - T_{eb}) - (g_{cs_1} + g_{cs_2}) \cdot (h_{11} - h_{eb})}{(h_{ss} - h_{eb})}. \quad (3.103)$$

Температура суміші за УПГ2

$$T_6 = (420 \dots 460) \text{ K}. \quad (3.104)$$

Середня температура суміші для процесів в економайзері УПГ2

$$T_{av_5} = \frac{T_6 + T_{eb}}{2}. \quad (3.105)$$

Масова ізобарна теплоємність суміші для процесу в економайзері УПГ2

$$c_{p_{gs5}} = c_{p_{25}} \cdot d_{g_{HSRG2}} + c_{p_{n5}} \cdot d_{s_{HSRG2}}, \quad (3.106)$$

де $c_{p_{gs5}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ПП та ВП УПГ2 при температурі T_{av5} та коефіцієнті надлишку повітря α ;

$c_{p_{s5}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в ПП та ВП УПГ2 при температурі T_{av5} .

Температура суміші за УПГ2

$$T_6 = T_{eb} - \frac{(g_{cs1} + g_{cs2} + g_{ss2}) \cdot (h_{eb} - h_{fw})}{\beta_{go2} \cdot c_{p_{gs5}}}. \quad (3.107)$$

Витрата повітря через компресор КГТД

$$G_c = G_{c1} \cdot x \cdot \frac{g_{ss}}{g_{ss1}}. \quad (3.108)$$

Витрата повітря через КЗ КГТД

$$G_{com_a} = G_c \cdot \alpha_{com}. \quad (3.109)$$

Годинна витрата палива на КЗ КГТД

$$G_{fh2} = g_f \cdot G_{com_a} \cdot 3600. \quad (3.110)$$

Витрата газопарової суміші через турбіну КГТД

$$G_t = G_c \cdot \beta_{t1}. \quad (3.111)$$

Витрата газопарової суміші через газовідвід

$$G_{go2} = G_c \cdot \beta_{go2}. \quad (3.112)$$

Кількість пари, яка подається в КГТД від УПГ1

$$G_{ss1} = G_{ss} \cdot x. \quad (3.112)$$

Паропроодуктивність УПГ2 за перегрітим паром

$$G_{ss2} = g_{ss2} \cdot G_c. \quad (3.113)$$

Паропроодуктивність УПГ2 за насиченим паром

$$G_{sats2} = (g_{cs1} + g_{cs2}) \cdot G_c. \quad (3.114)$$

Температура суміші на виході з ГПК

$$T_8 = T_{cw} + \Delta T_{mcp}, \quad (3.115)$$

де T_{cw} – температура охолоджувальної води для ГПК;

ΔT_{mcp} – мінімальний температурний напір за ГПК.

Відносний паровміст у течії за ГПК

$$d_{mcp_2} = \frac{R_g}{R_a \cdot \left(\frac{P_4}{v_{go} \cdot v_{mcp} \cdot P_{s_2}} - 1 \right) + R_g}, \quad (3.116)$$

де P_{s_2} – парціальний тиск пари у суміші за ГПК.

Кількість води, яка виділяється в КЗ при згоранні палива

$$G_{wf} = 2,530 \cdot \frac{G_{fh_2}}{3600}. \quad (3.117)$$

Кількість води, яка поступає в КГТА з зовнішнім повітрям

$$G_{wa} = d_{sc} \cdot G_c. \quad (3.118)$$

Загальна кількість води в газопаровій течії перед ГПК

$$G_{w\Sigma} = G_{ss_1} + G_{ss_2} + G_{sats_2} + G_{wf} + G_{wa}. \quad (3.119)$$

Кількість води, яка витрачається в циклі з відхідними газами

$$G_{wout} = \frac{d_{mcp_2} \cdot (G_{go_2} - G_{w\Sigma})}{(1 - d_{mcp_2})}. \quad (3.120)$$

Кількість води, яка повертається в цикл з ГПК

$$G_{con} = G_{w\Sigma} - G_{wout}. \quad (3.121)$$

Баланс за живильною водою в циклі КГТА

$$\delta G_w = G_{con} - G_{sats_2} - G_{ss_1}. \quad (3.122)$$

Середня температура суміші для процесу охолодження суміші в ГПК

$$T_{avmcp} = \frac{T_6 + T_8}{2}. \quad (3.123)$$

Відносний газовміст суміші за ГПК

$$d_{g_2} = 1 - d_{mcp_2}. \quad (3.124)$$

Масова ізобарна теплоємність суміші в процесі охолодження в ГПК

$$c_{p_{mcp}} = c_{p_{g_6}} \cdot d_{g_2} + c_{p_{s_6}} \cdot d_{mcp_2}, \quad (3.125)$$

де $c_{p_{g6}}$ – масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ПП та ВП УПГ2 при температурі $T_{av_{mcp}}$ та коефіцієнті надлишку повітря α ;

$c_{p_{s6}}$ – масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в ПП та ВП УПГ2 при температурі $T_{av_{mcp}}$.

Газова стала газопарової суміші для процесу охолодження в ГПК

$$R_{gs4} = R_g \cdot d_{g2} + R_a \cdot d_{mcp2}. \quad (3.126)$$

Парціальний тиск водяної пари у суміші перед ГПК

$$P_{s6} = \frac{P_4 \cdot d_{mcp2} \cdot R_a}{v_{HRSG} \cdot R_{gs4}}. \quad (3.127)$$

Витрата охолоджуючої води, яка прокачується через ГПК

$$G_{cw} = \frac{(G_{go2} - G_{w\sum}) \cdot c_{p_{mcp}} \cdot (T_6 - T_8) + G_{con} \cdot (h_{s6} - h_{w8})}{c_{p_{cw}} \cdot \Delta T_{cw}}. \quad (3.128)$$

Потужність для приводу головного циркуляційного насосу ГПК

$$N_{mcirp} = \frac{1,00125 \cdot G_{cw} \cdot \Delta P_{mcirp}}{\eta_{mcirp}}. \quad (3.129)$$

Потужність приводу компресора КГТД

$$N_c = G_c \cdot c_{p_c} \cdot \Delta T_c. \quad (3.130)$$

Ефективна потужність КГТД

$$N_{eCGSTU} = G_c \cdot N_{sp_t} \cdot \eta_t - N_c. \quad (3.131)$$

Електрична потужність КГТД

$$N_{elCGSTU} = N_{eCGSTU} \cdot \eta_{gen}. \quad (3.132)$$

Ефективна потужність енергетичної установки

$$N_e = N_{GTU} + N_{eCGSTU}. \quad (3.133)$$

Електрична потужність енергетичної установки

$$N_{el} = N_{el_{GTE}} + N_{elCGSTU} + N_{el_{ST}}. \quad (3.134)$$

Питома витрата палива через ГТА в контактному циклі

$$C_{Ne} = \frac{G_{fh} + G_{fh2}}{N_e} \quad (3.135)$$

Ефективний ККД енергетичної установки

$$\eta_e = \frac{3600}{C_{Ne} \cdot H_U}. \quad (3.136)$$

Питома витрата палива

$$C_{Nel} = \frac{G_{fh} + G_{fh_2}}{N_{el}} \quad (3.137)$$

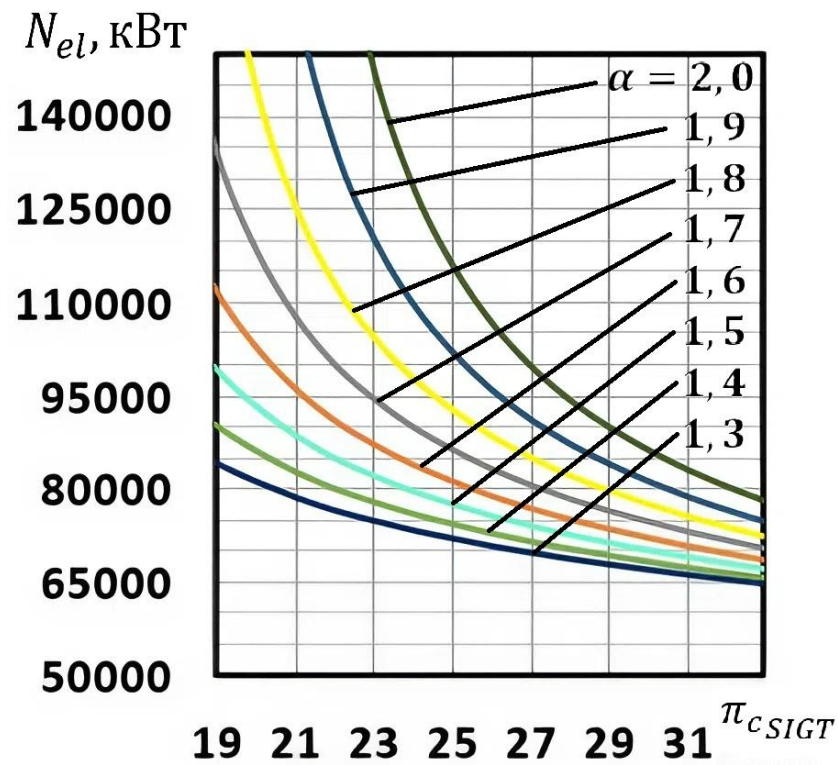
Електричний ККД енергетичної установки

$$\eta_{el} = \frac{3600}{C_{Nel} \cdot H_U} \quad (3.138)$$

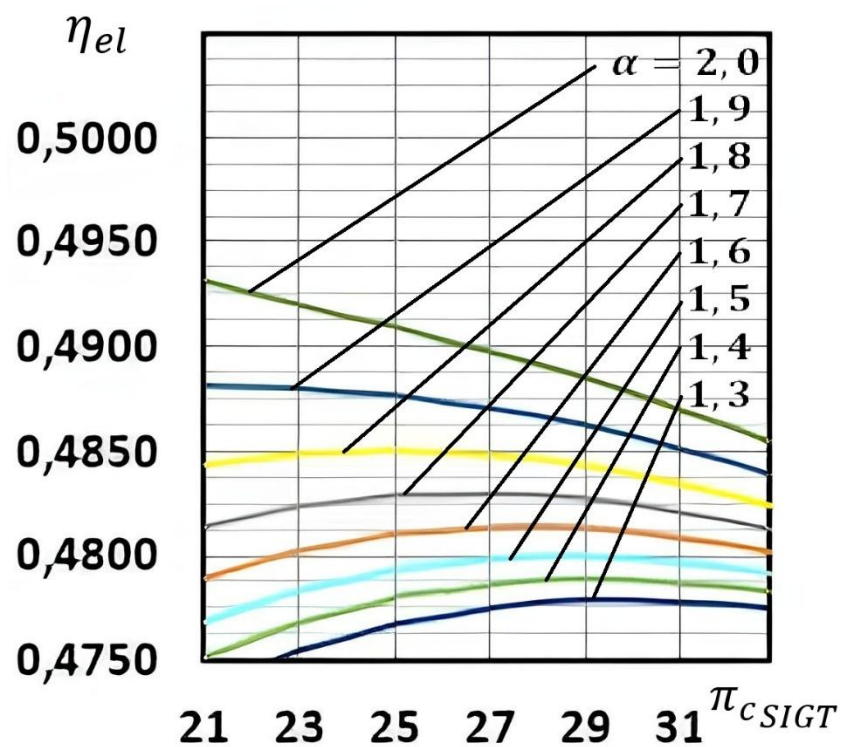
3.3 Дослідження параметрів гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні

Використовуючи математичну модель запропонованої гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні, проведено ряд розрахунків її режимних параметрів. Проведені розрахунки направлено на отримання масиву даних з можливих режимів роботи енергетичної установки з визначеними параметрами ефективності. Для проведення наочного порівняння режимів роботи установки використовувались характеристики, які відображають її енергетичну ефективність, потужність та ключові параметри, такі як міра підвищення тиску компресора КГТД, частка пари, яка впорскується до КЗ КГДТ від УПГ(1), температура газу на виході з КЗ.

За результатами теоретичних розрахунків термодинамічного циклу представленої гібридної установки побудовано графіки залежності електричної потужності N_{el} (рис. 3.2, а) та ККД η_{el} (рис. 3.2, б) установки від міри підвищення тиску $\pi_{c_{SIGT}}$ при різних коефіцієнтах надлишку повітря α у КЗ КГТА. Розрахунок проведено при $T_3 = 1530$ К, $x = 0,5$ у діапазоні $\alpha = 1,3 - 2,0$ та $\pi_{c_{SIGT}} = 21 - 33$ при роботі установки на чистому водні [89].



(a)

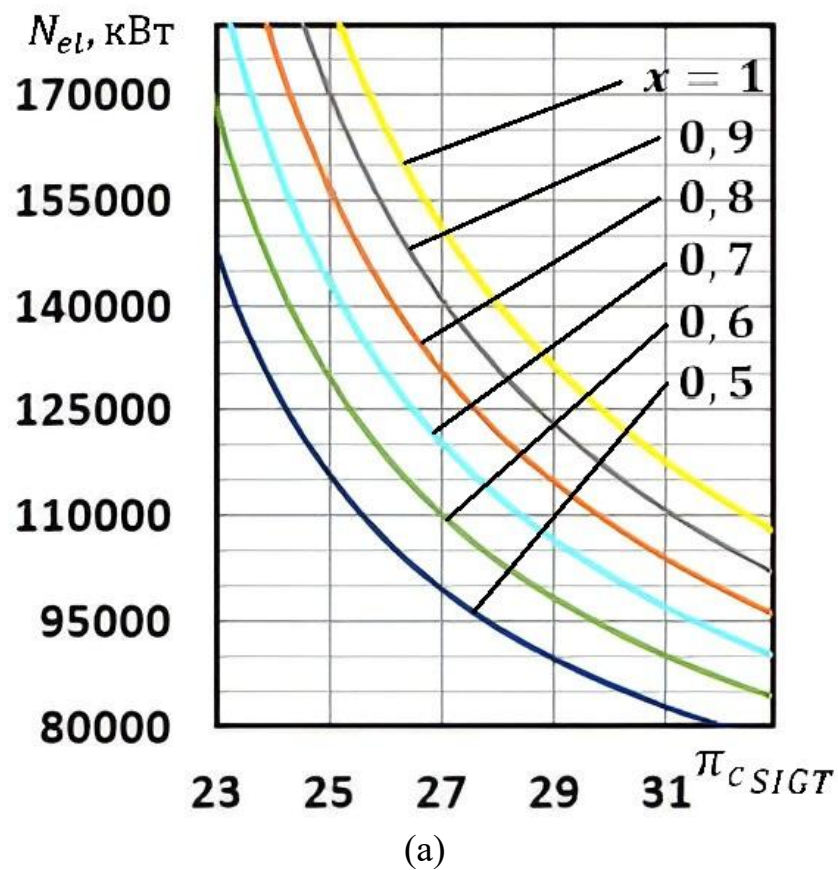


(б)

Рисунок 3.2 – Залежності потужності N_{el} (а) та ККД η_{el} (б) гібридної газопаротурбінної установки від $\pi_{c\,SIGT}$ та α [89]

Аналіз отриманих даних показує можливість досягнення ККД циклу на рівні $\eta_{el} = 47,46 - 49,25 \%$ та вихідної потужності $N_{el} = 69 - 178$ МВт при значеннях $\pi_{cSIGT} = 22 - 27$. Для наступних розрахунків обрано значення $\alpha = 2,0$, яке відповідає максимальному ККД в даних умовах.

Значним чином на вихідні показники гібридної газо-паротурбінної установки впливає величина частки пари x , яка впорскується у КЗ КГТА і генерується в УПГ(1). Представлено залежності електричної потужності N_{el} (рис. 3.3, а) та ККД η_{el} (рис. 3.3, б) установки від π_{cSIGT} при різних значеннях x . Розрахунок проведено при $T_3 = 1530$ К, $\alpha = 2,0$ у діапазонах $x = 0,5 - 1,0$ та $\pi_c = 23 - 33$ [89].



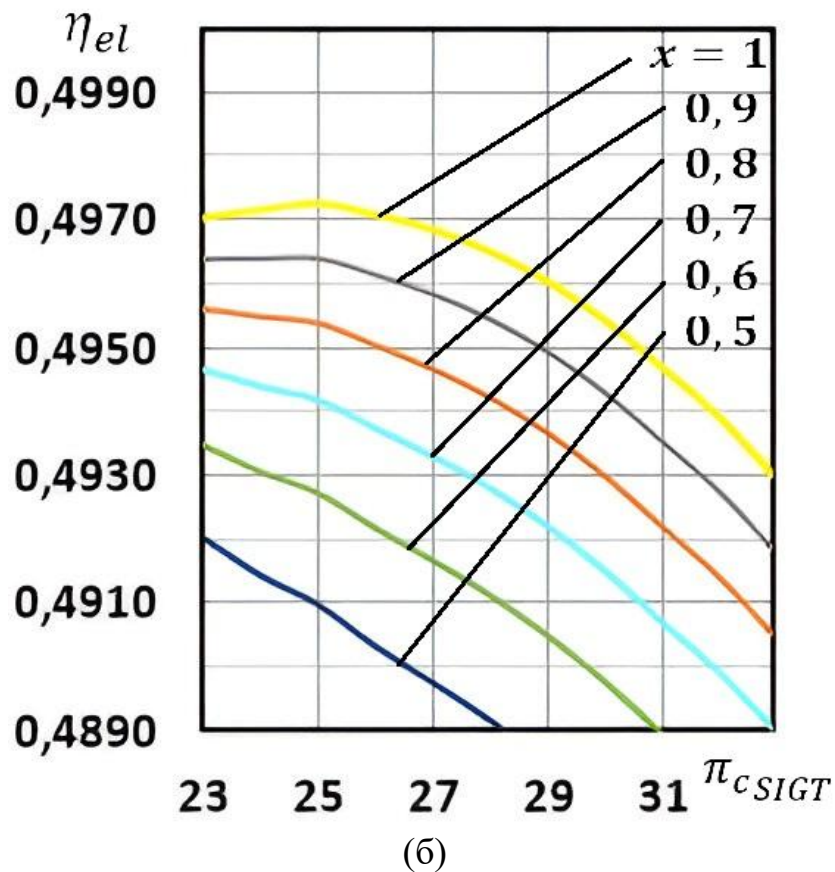


Рисунок 3.3 – Залежності потужності N_{el} (а) та ККД η_{el} (б) гібридної газопаротурбінної установки від $\pi_{c_{SIGT}}$ та x [89]

Аналіз отриманих даних показує можливість досягнення ККД циклу на рівні $\eta_{el} = 48,97 - 49,72 \%$ та потужності $N_{el} = 99 - 247$ МВт при значеннях $\pi_{c_{SIGT}} = 23 - 27$. Для наступних розрахунків обрано значення $x = 0,8$.

Також досліджено залежність параметрів установки: ККД η_{el} та електричної потужності N_{el} від $\pi_{c_{SIGT}}$ при різних рівнях T_3 у КЗ КГТА. Графіки представлено на рис. 3.4. Розрахунки проведено при $\alpha = 2,0$, $x = 0,8$ у діапазоні $T_3 = 1500 - 1570$ К.

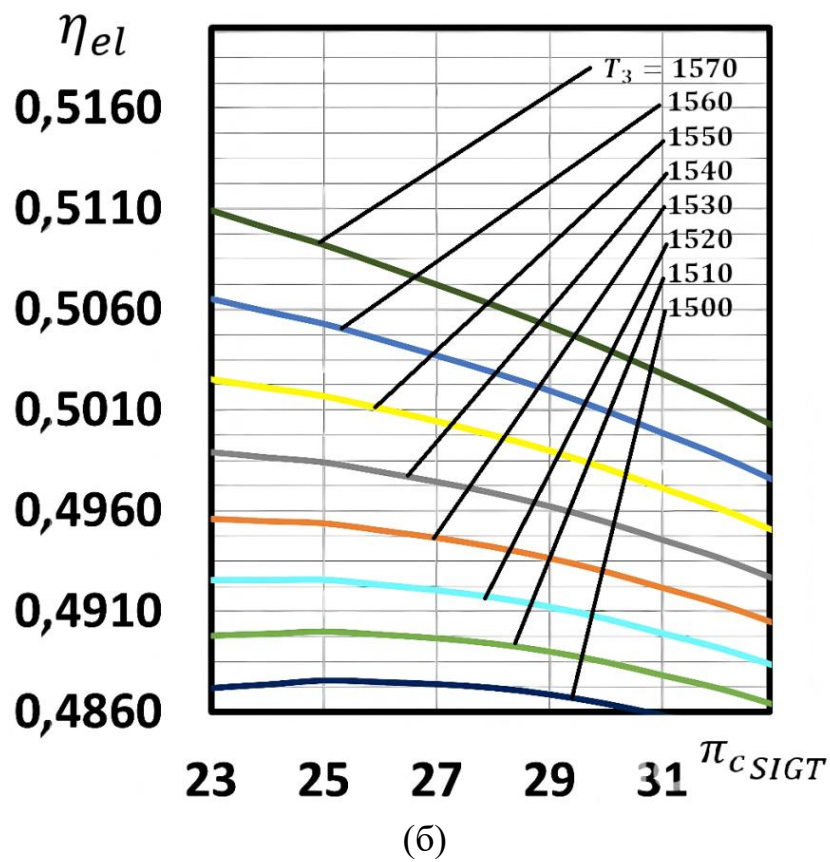
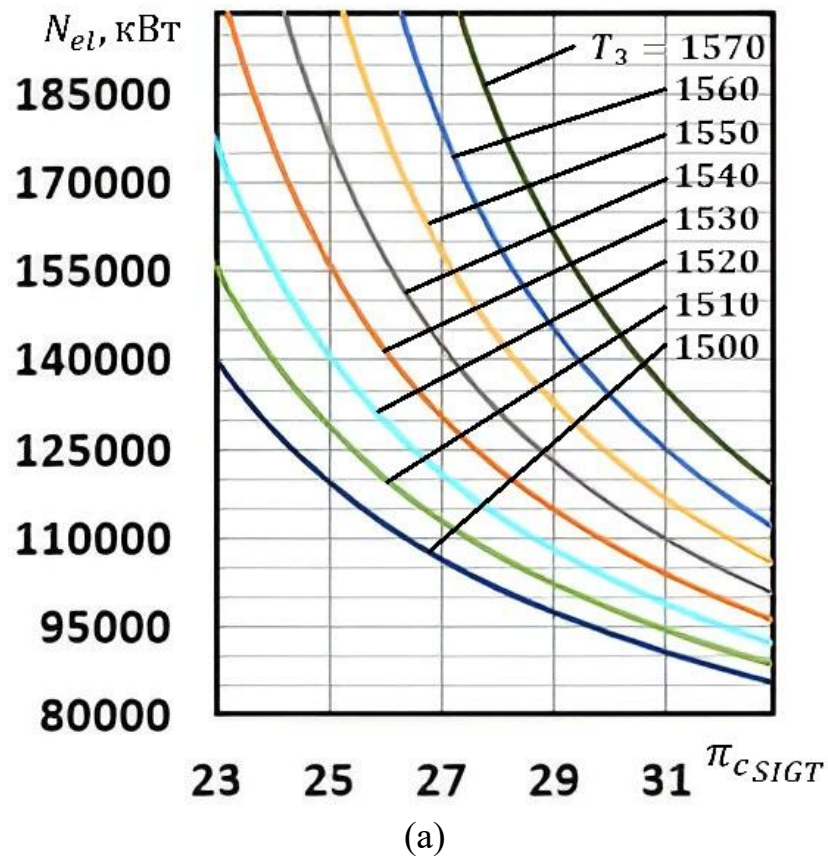


Рисунок 3.4 – Залежності потужності N_{el} (а) та ККД η_{el} (б) гібридної газопаротурбінної установки від π_{c_SIGT} та T_3 [89]

Показано можливість досягнення ККД циклу на рівні $\eta_{el} = 48,72 - 50,92 \%$ та потужності $N_{el} = 101 - 330$ МВт при значеннях $\pi_{c_{SIGT}} = 24 - 28$. Обрано значення $T_3 = 1570$ К.

В табл. 3.1 приведено можливі режими роботи гібридної газопаротурбінної установки при вихідних потужностях $N_{el} = 80 - 169$ МВт і варіюванні рядом визначальних параметрів в діапазонах $\pi_{c_{SIGT}} = 23 - 27$, $T_3 = 1550 - 1570$, $\alpha = 1,4 - 2,0$, та $x = 0,3 - 0,8$ [89].

Таблиця 3.1 – Параметри установки залежно від режиму роботи [89]

N_{el} , МВт	$N_{el_{SIGT}}$, МВт	$N_{el_{ST}}$, МВт	$G_{c_{SIGT}}$ кг/с	η_{el} , %	$\pi_{c_{SIGT}}$	T_3 , К	α	P_{HRSG} , МПа	T_{ss} , К	x
80	38,4	4,43	25,49	48,23	27	1550	1,4	2,91	748	0,6
100	55,27	7,73	55,1	49,22	26	1570	1,9	2,8	743	0,3
100	56,61	6,62	52,66	49,13	26	1570	1,8	2,8	743	0,4
113	70,77	5,52	65,83	49,39	26	1570	1,8	2,8	743	0,5
118	73,69	6,62	73,45	49,57	26	1570	1,9	2,8	743	0,4
121	78,65	5,54	77,31	49,73	27	1570	1,9	2,91	748	0,5
129	87,94	3,32	80,68	49,72	27	1570	1,8	2,91	748	0,7
136	94,38	4,43	92,78	49,94	27	1570	1,9	2,91	748	0,6
138	94,36	6,59	91,79	49,35	23	1570	1,8	2,48	728	0,4
140	100,51	2,21	92,21	49,87	27	1570	1,8	2,91	748	0,8
143	103,05	2,21	90,48	49,55	25	1570	1,7	2,69	738	0,8
149	106,25	5,54	111,64	50,22	27	1570	2	2,91	748	0,5
151	106,94	6,62	113,93	50,15	26	1570	2	2,8	743	0,4
169	127,5	4,43	133,96	50,43	27	1570	2	2,91	748	0,6

Висновки по третьому розділу

1. Розроблено принципову схему гібридної газопаротурбінної установки складного термодинамічного циклу, що працює на водні та містить газотурбінний двигун простої теплової схеми, газотурбінний двигун з впорскуванням водяної пари до камери згоряння та парову турбіну;

2. Вдосконалено математичну модель гібридної установки складного термодинамічного циклу, що працює на водні. Модель складається з декількох блоків: 1) підмодель базового двигуна простого циклу, який працює на електрогенератор; 2) підмодель утилізаційних парогенераторів, що генерують

пару різних параметрів; 3) підмодель парової турбіни, яка працює на електрогенератор; 4) підмодель контактного газотурбінного двигуна з впорскуванням пари до камери згоряння, що працює на електрогенератор.

3. Розрахунковим шляхом досліджено закономірності зміни характеристик гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні, при різних рівнях споживаної електричної потужності.

4. Шляхом математичного моделювання отримано нові дані з вибору раціональних параметрів і ефективності гібридної газо-паротурбінної установки.

5. Показано можливість досягнення електричної потужності гібридної газо-паротурбінної установки 80-169 МВт та ККД циклу на рівні 48,2-50,4 % при значеннях міри підвищення тиску в компресорі контактного газотурбінного агрегату 23-27 та максимальних температурах на вході в турбіну 1550-1570 К.

6. Для розглянутих варіантів режимів роботи установки обрано режим роботи установки та відповідні параметри камери згоряння КГТД для подальшого дослідження та симуляцій її роботи за допомогою CFD комплексів.

Результати досліджень розділу опубліковано автором в [89, 115, 118].

РОЗДІЛ 4

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ КГТД З ВПОРСУВАННЯМ ПАРИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ

4.1 Методологія досліджень камери згоряння КГТД з впорскуванням пари, що працює на водні

Підвищення ефективності використання потенціалу енергоносіїв у сукупності з мінімізацією шкоди навколишньому середовищу – парадигма проєктування енергетичного обладнання в сучасному світі. За рахунок розповсюдження теплові двигуни значною мірою впливають на навколишнє середовище.

Великого інтересу на шляху зниження викидів діоксиду вуглецю представляє дослідження використання палив, які не містять вуглець у своєму складі. Таким чином, застосування водню повністю відповідає перспективним завданням декарбонізації [89, 115].

Розробка методів підвищення ефективності та екологічності енергетичних модулів стаціонарних та суднових газотурбінних і комбінованих енергетичних установок суден-газовозів та плавучих об'єктів нафтогазовидобутку вимагає розв'язання ряду наукових та прикладних задач [91].

Одним з найбільш перспективних методів зниження викидів термічних оксидів азоту є впорскування водяної пари в первинну зону камери згоряння газотурбінного двигуна, що знижує температуру полум'я. З іншого боку, зниження температури неминуче може викликати нестабільність процесів горіння, особливо для часткових режимах роботи газової турбіни [23].

Також подача до зони хімічного реагування пари є одним із способів зниження ризиків утворення проскоку полум'я. Горіння різних сумішей природного газу з воднем у сухому і паророзбавленому режимах для RQL камер і для попередньо перемішаних сумішей досліджено в [30]. Пара знижує реакційну здатність водню і запобігає утворенню зони проскоку полум'я.

Як конструктивний прототип камери згоряння ГТД з впорскуванням водяної пари вибрано протитоківу камеру згоряння газо-паротурбінної установки типу «Водолій» виробництва АТ НВКГ «Зоря-Машпроект» [88]. У камері реалізовано двоступеневу систему впорскування пари. Перша частина – екологічна пара, впорскується в зону пального пристрою. Наявність у суміші водяної пари приводить до зниження швидкості протікання реакцій горіння, зниження швидкості розповсюдження полум'я та зниження максимальної температури факела, що напряду впливає на об'єм утворення оксидів азоту. Друга частина перегрітої пари, яка поступає у камеру від утилізаційного парогенератора, впорскується у зону розбавлення разом з підведенням вторинного повітря. Ця пара збільшує кількість робочого тіла, яке проходить через камеру згоряння, приймає участь у вирівнювання поля температур на виході з камери згоряння та завдяки вищому енергетичному потенціалу у порівнянні з вторинним повітрям збільшує ККД циклу за рахунок використання залишкового ресурсу відхідної газопарової суміші.

Метод впорскування водяної пари може значно підвищити потужність генерації електроенергії та ефективність енергетичної системи. Знову ж таки, впорскування пари може зменшити викиди токсичних компонентів. Таку технологію в даний час застосовують в різних країнах і, як очікується, вона буде поширюватися в ряді регіонів, оскільки газові турбіни мають ряд техніко-економічних переваг [28].

Через великі відмінності у фізичних властивостях водню порівняно з іншими видами палива, такими як природний газ, використання водневих палив є достатньо складним завданням [22].

Водень відрізняється від вуглеводневого палива характеристиками згоряння, які створюють унікальні проблеми для паливних систем енергетичних газових турбін, призначених в першу чергу для спалювання природного газу. Температура полум'я для водню в адіабатичних і стехіометричних умовах майже на 300 градусів вище, ніж для метану. Швидкість ламінарного полум'я водню більш ніж в три рази перевищує

швидкість поширення полум'я метану, а час затримки самозаймання водню більш ніж в три рази нижче, ніж метану [14].

Поєднуючи різні методи підвищення ефективності та екологічності у одній схемі, можливо досягти результату, за якого недоліки одних методів компенсувались би перевагами інших.

Новизною запропонованого методу спалювання водню в камері згоряння ГТД є поєднання: а) відомого принципу дифузійного горіння палива [92], що визначає різке зниження ймовірності утворення зони проскоку полум'я при використанні чистого водню, і б) принципу роботи камери згоряння з двоступінчастим впорскуванням пари в різні частини жарової труби камери згоряння, що забезпечує суттєве зменшення викидів оксидів азоту.

Дослідження роботи камер згоряння ГТД, що працюють на водні, потребує використання сучасних розрахункових CFD-комплексів для отримання необхідних енергетичних і екологічних характеристик, а також розподілу визначальних параметрів по перерізах паливоспалюючого пристрою.

Розробка тривимірної геометричної моделі камери з впорскуванням пари, що працює на водні

Побудована віртуальна геометрична модель камери згоряння (рис. 4.1) складається з наступних основних елементів: лопаткового завихрювача, жарової труби, вихідного дифузора, а також трубопроводів підведення водню та перегрітої пари. Окрім цього в обичайках жарової труби передбачено вісім отворів для подачі первинного повітря в зону горіння та вісім отворів для подачі вторинного повітря до зони змішування (розбавлення). Лопатковий завихрювач забезпечує подачу частки первинного повітря та екологічної пари в первинну зону. Через спеціальний колектор, розташований посередині жарової труби, в зону розбавлення подається енергетична пара, утворюючи з робочим тілом високоенергетичну суміш. Окрім цього конструктивно передбачено два патрубки для перекидання полум'я.

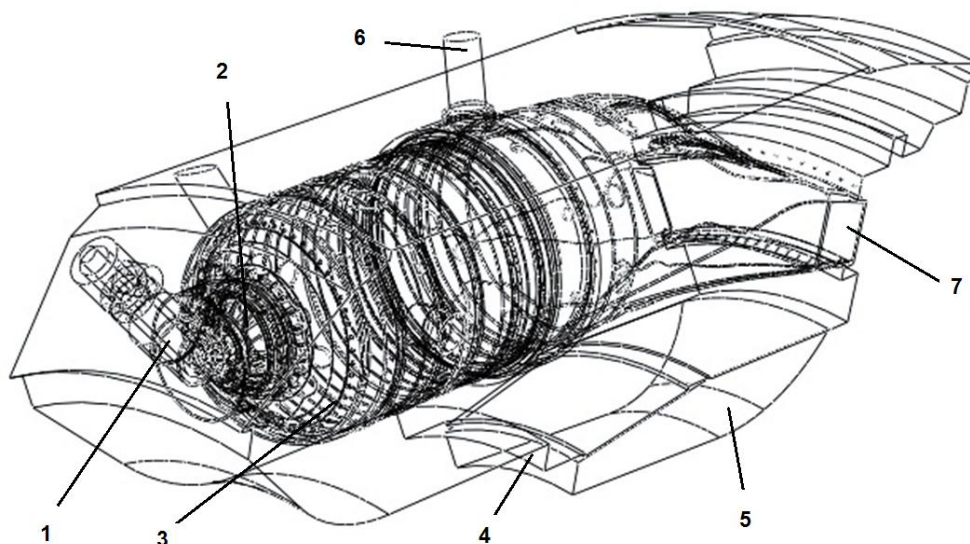


Рисунок 4.1 – Тривимірна геометрична модель камери згоряння: 1 – форсунка для підведення водню та екологічної пари; 2 – завихрювач повітря; 3 – жарова труба; 4 – вхід повітря в КЗ після компресора; 5 – вхідний дифузор; 6 – патрубок підведення енергетичної пари; 7 – вихідний дифузор жарової труби

Створення кінцево-елементної тетраедральної сітки

Кінцево-елементну сітку створено за допомогою автоматизованої системи Ansys ICEM. Процес побудови містив такі ключові етапи: інтеграція тривимірної геометрії у систему ICEM, перевірка інтегрованої геометрії, налаштування глобальних параметрів майбутньої сітки та створення поверхневої сітки, побудова тетраедральної сітки у об'ємі камери, перевірка отриманої сітки на помилки та їх усунення, призначення граничних умов, підготовка до експорту сітки.

Кінцево-елементна модель (рис. 4.2) представляє собою 1/24 частину камери згоряння з двоступінчастим впорскуванням пари та складається з 3,8 млн. тетраедерів.

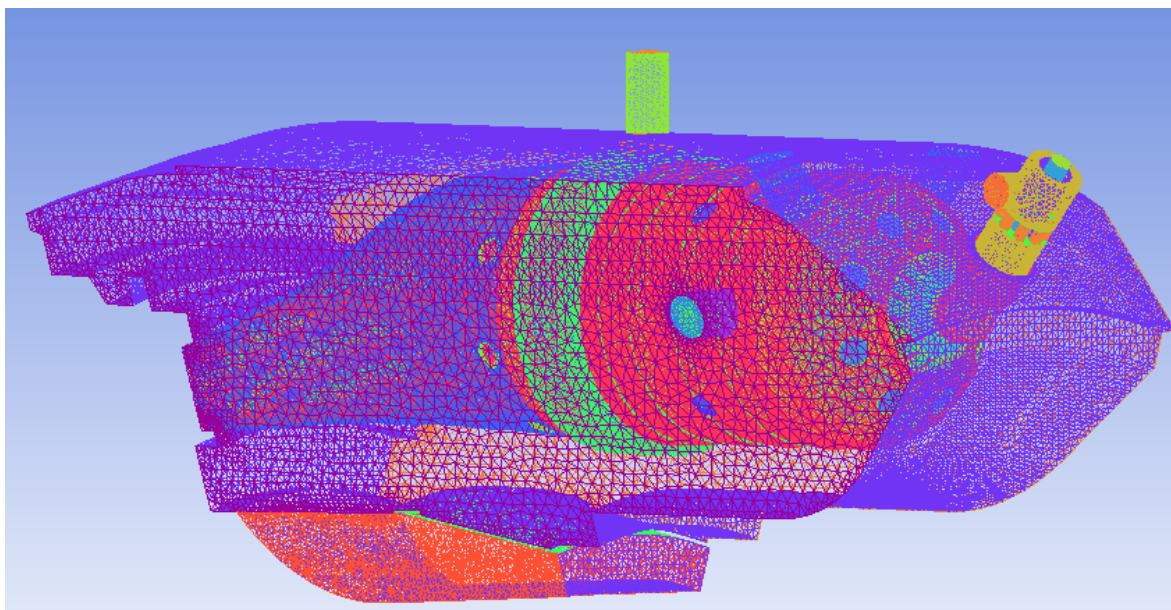


Рисунок 4.2 – Кінцево-елементна модель 1/24 частини камери згоряння

Геометричні характеристики камери згоряння:

- Довжина камери – 610 мм;
- Висота камери – 280 мм;
- Діаметр жарової труби – 80 мм;
- Довжина жарової труби – 530 мм.

Дослідження роботи камери згоряння з впорскуванням водяної пари передбачає моделювання процесів сумішоутворення і окиснення палива. Сучасна наукова база пропонує цілу низку різних кінетичних схем горіння, які, як показує практика, підходять для розв’язання різноманітних практичних задач. Тому на різних етапах даного дослідження застосовувалися різні кінетичні моделі горіння водню, які за характером протікання та наявними ланками перетворень максимально близько відповідають реальному процесу його горіння в турбулентних потоках [93]. Після аналізу наявної наукової бази, було відібрано декілька кінетичних схем:

- схема 1 [94]: механізм реакцій горіння H_2/O_2 складається з 58 зворотних елементарних реакцій, доповнених термохімічними даними. Константи зворотних швидкостей обчислювалися за допомогою термодинамічних співвідношень;

- схема 2 [95]: механізм поєднує схему горіння водню і реакції утворення оксидів азоту та нараховує 56 реакцій з відповідними константами;
- схема 3 [96]: вбудований механізм Chemkin, який представлено 37 реакціями з відповідними константами;
- схема 4 [87]: глобальна одноступінчаста схема горіння водню.

До схем, у яких відсутній вбудований механізм утворення оксидів азоту, додатково при проведенні розрахунків інтегровано термічний механізм їх утворення та розкладання [97].

4.2 Характеристики камери згоряння, що працює на водні, отримані з застосуванням одноступінчастої моделі горіння

Першим етапом дослідження роботи камери згоряння контактного газотурбінного агрегату, що працює на водні, було моделювання її роботи з використання глобальної одноступінчастої схеми горіння водню для отримання енергетичних і екологічних параметрів за різних режимів підведення робочого тіла, пари та водню, аналіз яких дав змогу отримати уявлення про напрямки подальшого вибору раціональних геометричних і режимних характеристик. Одноступінчастий механізм окислення палива представлено в табл. 4.1. Додатково використано математичну модель утворення оксидів азоту, яка являє собою систему рівнянь масопереносу, що враховує конвекцію, дифузію, а також утворення та розкладання NO та споріднених сполук, і отримана на основі закону збереження маси. Вплив часу перебування реагентів в реакційному об'ємі на механізм утворення NO_x враховано в конвективних членах визначальних рівнянь, записаних у системі відліку Ейлера. Для «термічних» і «швидких» оксидів азоту рівняння переносу NO розв'язувались у векторній формі на основі рівняння збереження маси для окремих хімічних компонентів суміші [23, 55, 98].

Таблиця 4.1 - Механізм окиснення палива [50]

Реакція	A	E, Дж/(кг·моль)	β	Порядок реакції			
$2\text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O}$	9,87e+08	3,1e+07	0	H ₂	1,0	O ₂	1,0

На цьому етапі з використанням тривимірної аналізу та глобальної схеми окиснення палива отримано важливі енергетичні і екологічні характеристики камери згоряння, що працює на водні, і яка входить до складу ГТД гібридної газо-паротурбінної установки.

Одним із варіантів застосування подібної гібридної газо-паротурбінної установки є судна типу FPSO. За прототип обрано судно FPSO MV 34 MIAMTE [99], яке в початковому варіанті було обладнано трьома газовими турбінами фірми Siemens потужністю 37 МВт [100]

Орієнтуючись на потреби в потужності енергетичної установки судна, обрано режим роботи запропонованої раніше гібридної газо-паротурбінної установки (рис. 3.1) сумарною потужністю 100 МВт, при цьому потужність КГТА дорівнює 55,27 МВт. Основні параметри установки наведено в табл. 3.1., а відповідні параметри камери згоряння, що досліджується, представлено в табл. 4.2 [89].

Таблиця 4.2 – Параметри роботи камери згоряння [89]

Параметр	Позначення	Значення
Температура зовнішнього повітря, К	T_{out}	288
Тиск у камері згоряння, МПа	P_2	2,63
Коефіцієнт надлишку повітря у КЗ	α_{GTE}	3,19
Витрата повітря через КНТ, кг/с	$G_{c_{GTE}}$	55,64
Кількість жарових труб	n	24
Витрата палива через КЗ, кг/год	G_{hf}	3052
Витрата пари через КЗ, кг/с	G_{ss}	16,6

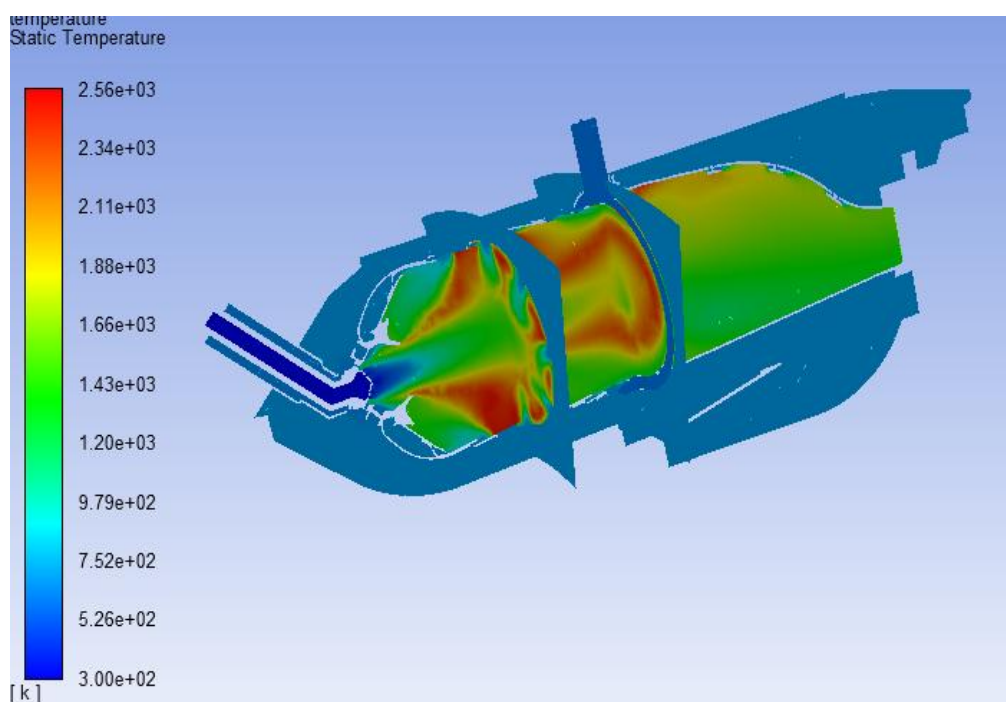
При проведенні досліджень характеристик камери згоряння з послідовним двоступінчастим впорскуванням пари в жарову трубу одним з ключових аспектів, який потребує відповідного аналізу, є розподіл кількості екологічної та енергетичної пари, що поступає до камери від УПГ.

Виконано серію тривимірних CFD-симуляцій, в яких варіювалася кількість пари, що впорскується в основну зону горіння (через сопло форсунки 1 на рис. 4.1 – екологічна пара) і зону розбавлення камери згоряння через патрубков підведення 6 – енергетична пара. Загальна кількість перегрітої пари G_{ss} , що надходить у камеру згоряння, залишалася постійною.

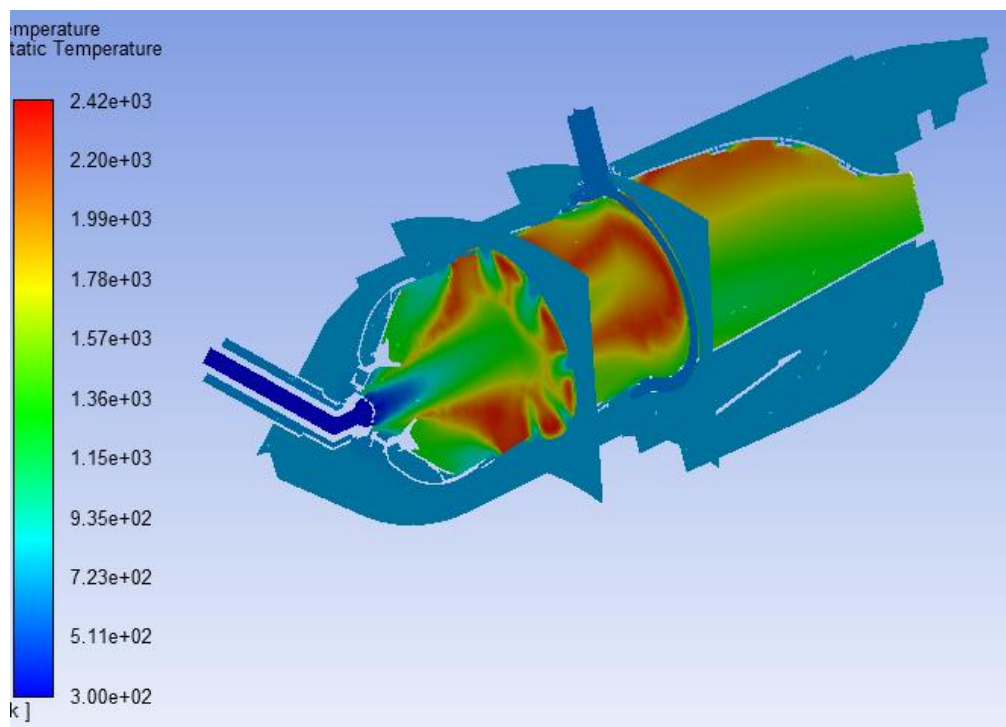
Тривимірні розрахунки проведено з використанням одноступінчастої моделі окиснення. Вони були спрямовані на знаходження раціонального варіанту співвідношення витрати екологічної пари до витрати повітря через компресор КГТД G_{ecol}/G_c . Варіювання частки пари, яка впорскувалася у основну зону горіння, проводилось у діапазоні від 6 до 15 % з кроком у 3 %, від загальної витрати повітря через КЗ [87].

За результатами розрахунків отримано масив даних та розподіл визначальних параметрів по довжині жарової труби камери згоряння. На рис. 4.3 представлено розподіли температур в повздовжньому перерізі жарової труби за різних відношень витрати екологічної пари G_{ecol} до витрати повітря через камеру згоряння G_c . З представлених розподілів видно, що зменшення витрати пари, яка подається у зону змішування, веде до підвищення максимальної температури у цій зоні, проникнення паливної суміші за перший ряд отворів жарової труби, що дещо погіршує якість горіння. Ці особливості виникають з декількох можливих причин: по-перше, камера-прототип спроєктована для роботи на вуглеводному паливі – природному газі, тому при підведенні водневого палива через форсунку мають місце локальні швидкості вище розрахункових; по-друге, на розповсюдження полум'я впливає прийнятий спрощений механізм окиснення палива. Але при цьому, на всіх режимах, водень згоряє повністю та сам процес горіння є стійким незалежно

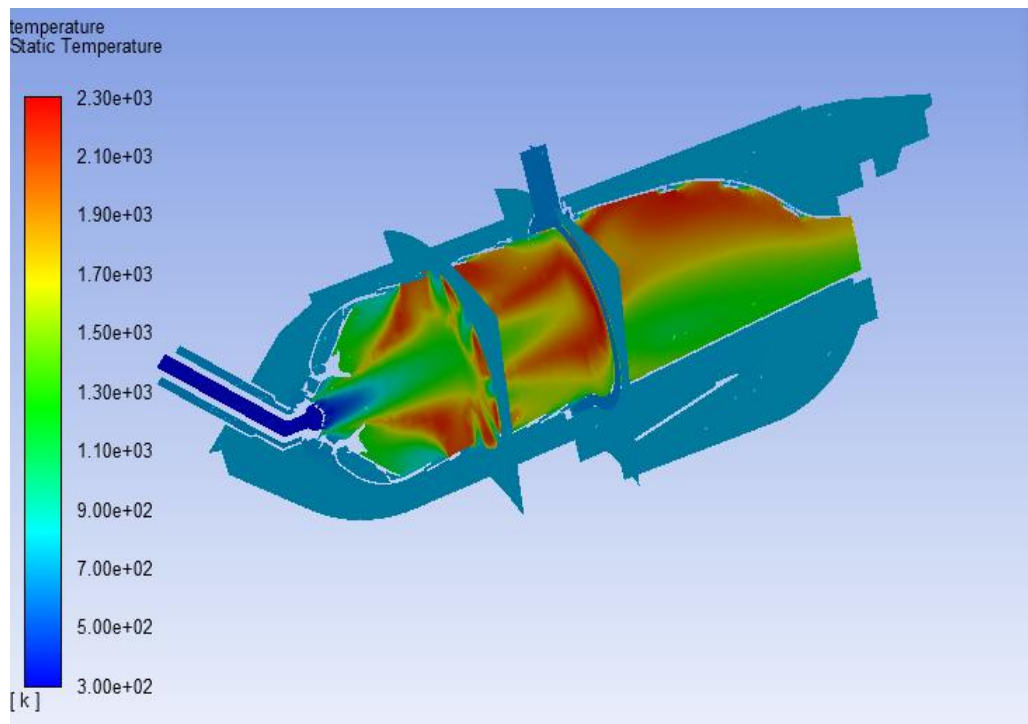
від кількості екологічної пари, яка підводиться до цієї зони. Зазначимо, що для всіх досліджених режимів зон проскоку полум'я в об'ємі пального пристрою не спостерігалось, що ще раз підтверджує переваги запропонованого методу спалювання водню.



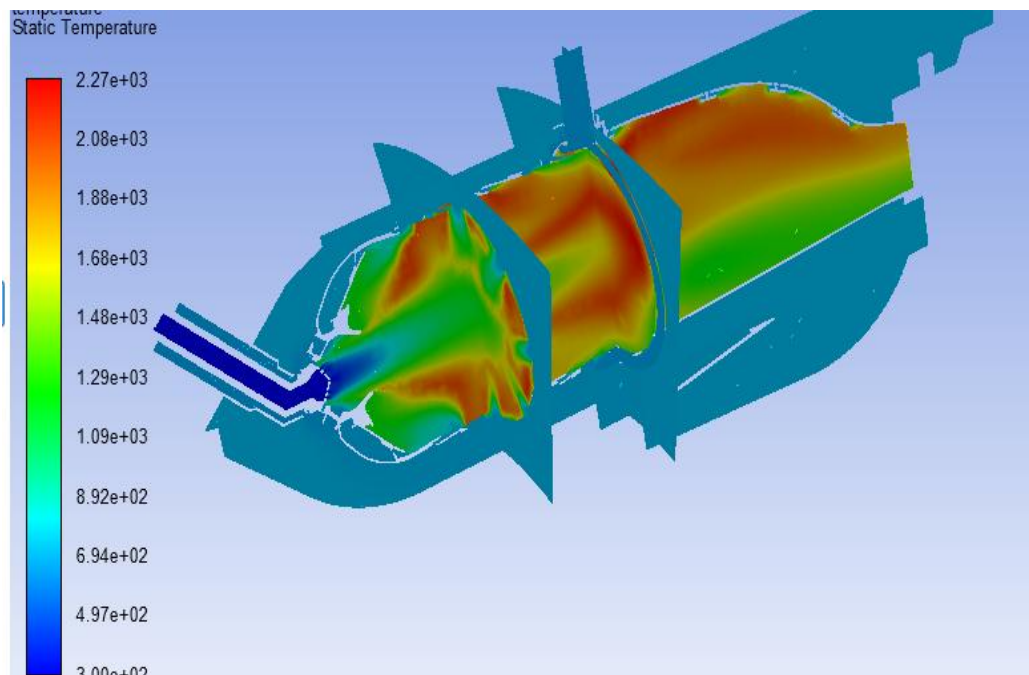
(a)



(б)



(В)

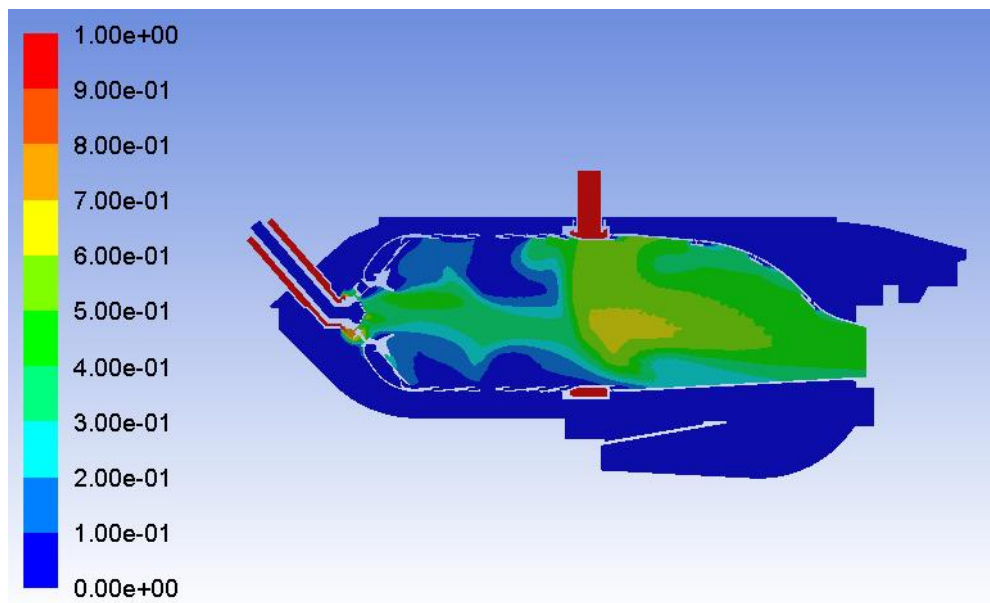


(Г)

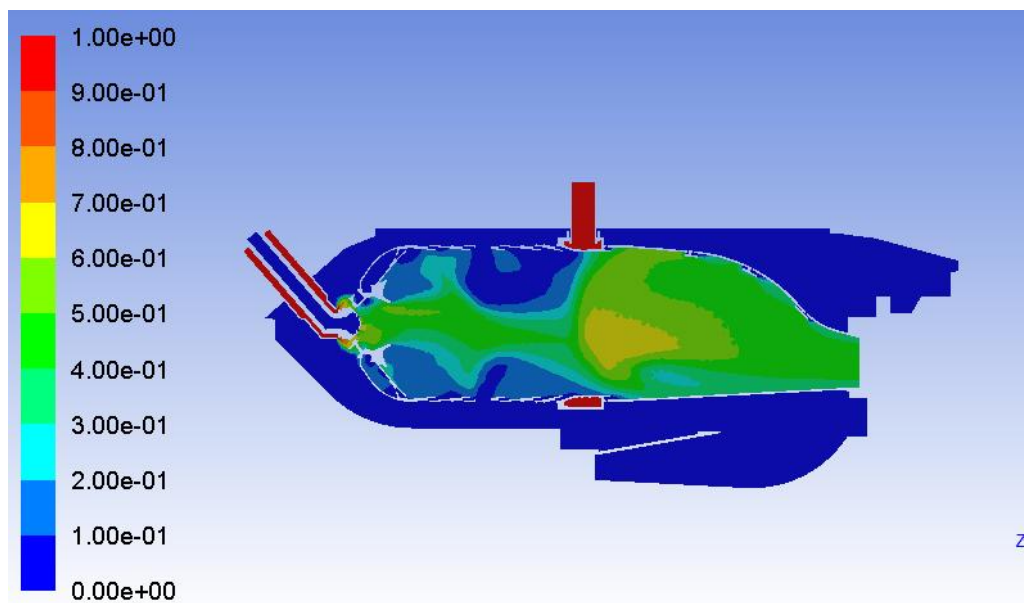
Рисунок 4.3 –Розподіл температур повздовж жарової труби при різних значеннях G_{ecol}/G_c : (а) – 6 %; (б) – 9 %; (в) – 12 %; (г) – 15 %

На рис. 4.4 представлено розподіли масових часток водяної пари в повздовжньому перерізі жарової труби. Аналізуючи рис. 4.3 та рис. 4.4 можна

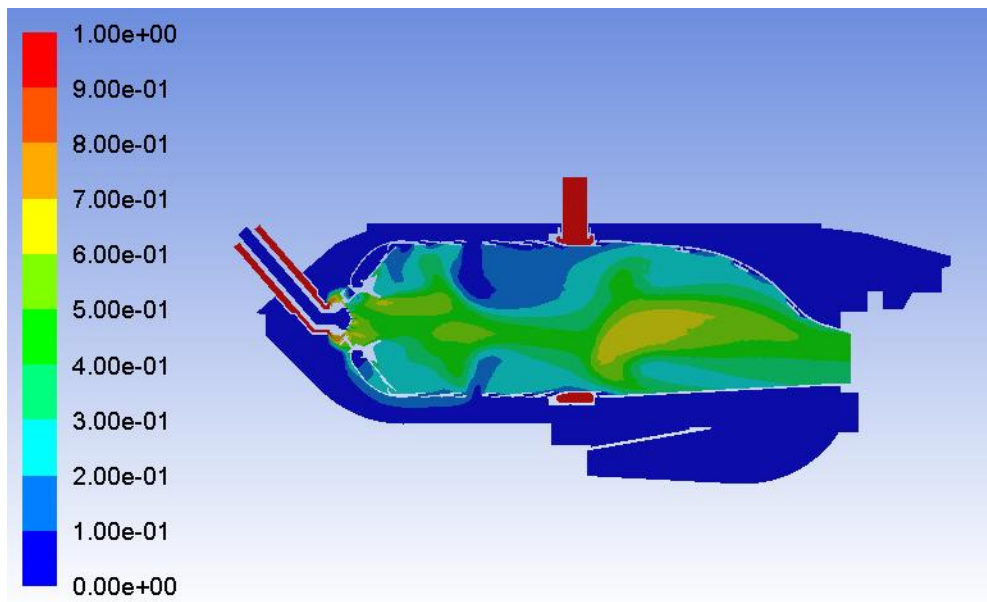
відмітити, що за умови максимальної подачі екологічної пари у первинну зону концентрації водяної пари по довжині жарової труби є відносно однорідними, збільшення кількості пари зумовлює зниження температури газу та пригнічення утворення оксидів азоту. В свою чергу зменшення витрати пари, яка подається у зону змішування, веде до підвищення максимальної температури у цій зоні та збільшення нерівномірності температурного поля за жаровою трубою.



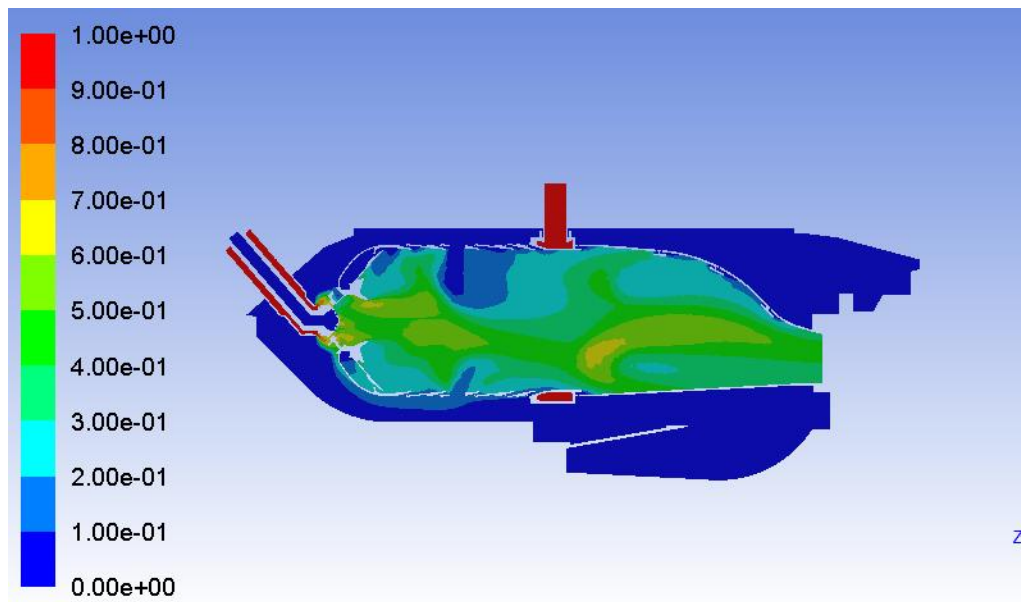
(a)



(б)



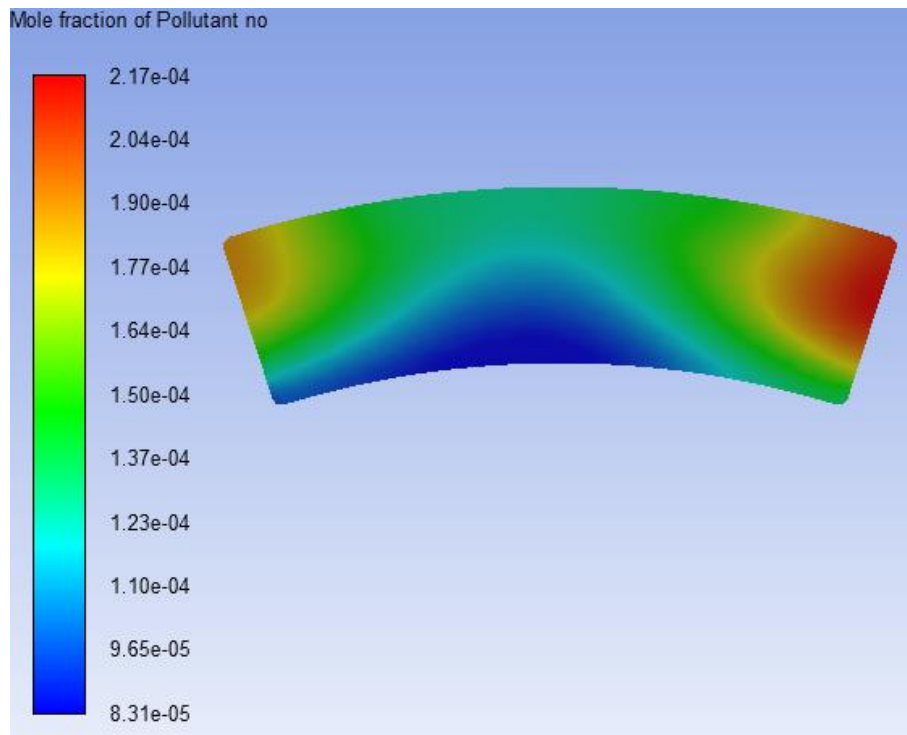
(В)



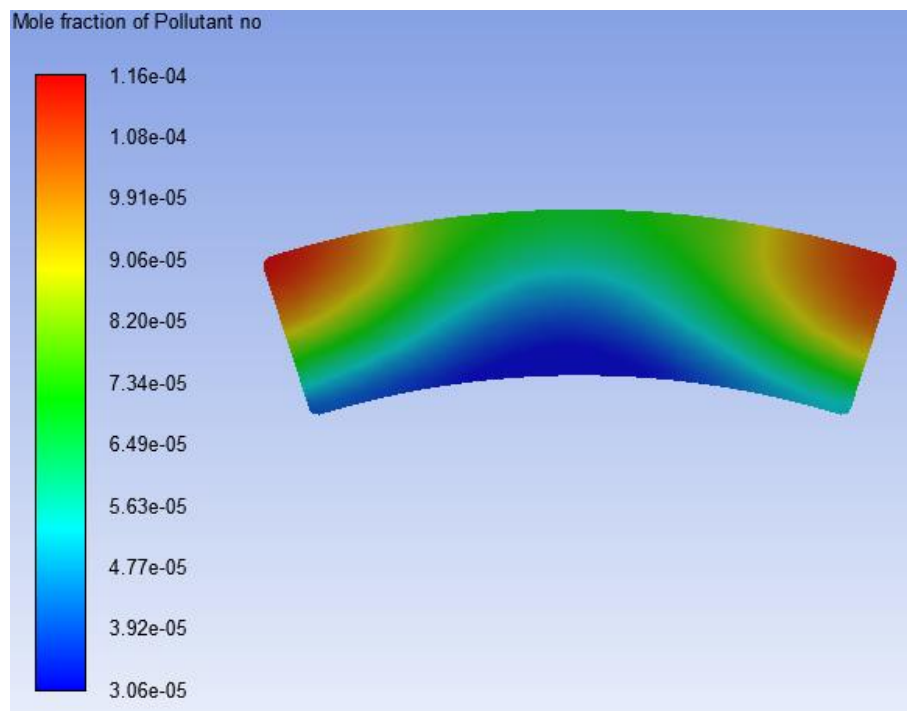
(Г)

Рисунок 4.4 - Розподіл масових часток водяної пари повздовж жарової труби при різних значеннях G_{ecol}/G_c : (а) – 6 %; (б) – 9 %; (в) – 12 %; (г) – 15 %

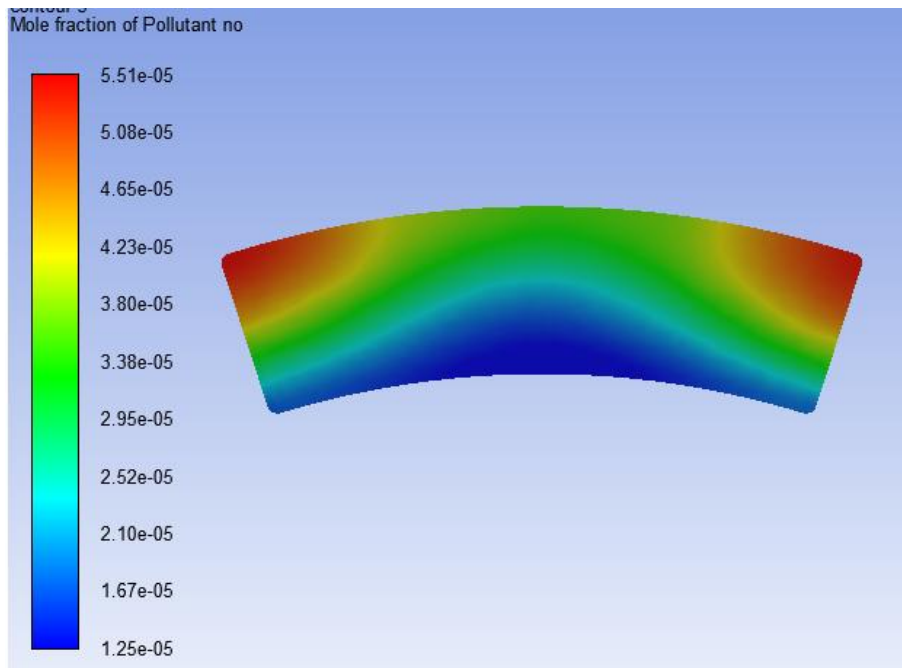
Про зменшення утворення оксидів азоту свідчить зниження концентрацій NO на виході з камери згоряння (рис. 4.5) при зростанні кількості екологічної пари, що впорскується в камеру.



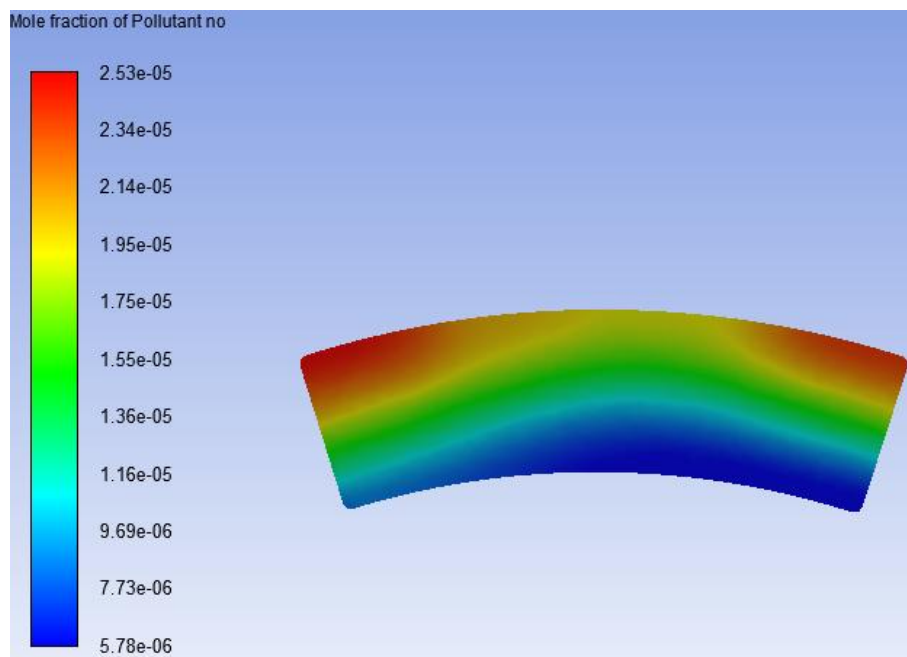
(a)



(6)



(B)



(Г)

Рисунок 4.5 – Мольні частки оксидів азоту NO у вихідному перерізі жарової труби при різних значеннях G_{ecol}/G_c :
(a) – 6 %; (б) – 9 %; (в) – 12 %; (г) – 15 %

У табл. 4.3 наведено показники камери згоряння у вихідному перерізі жарової труби на кожному досліджуваному режимі підведення перегрітої

пари. В цій таблиці T_{max} – максимальна температура газів у вихідному перерізі; T_{min} – мінімальна температура газів; $\bar{T}$ – середня температура.

Таблиця 4.3 – Параметри камери в вихідному перерізі [87]

№	$G_{ecol}/G_c, \%$	T_{max}, K	T_{min}, K	$\bar{T}, K$	NO_x, ppm
1	6	1882	1341	1615	143
2	9	1871	1327	1617	69
3	12	1899	1338	1621	32
4	15	1867	1362	1615	15

Відзначимо, що зі збільшенням частки екологічної пари спостерігається зниження неоднорідності поля температур на виході з жарової труби.

На рис. 4.6 відображено залежність викидів оксидів азоту NO_x від відношення витрати екологічної пари до витрати повітря через компресор G_{ecol}/G_c .



Рисунок 4.6 – Залежність викидів оксидів азоту NO_x від відношення витрати екологічної пари до витрати повітря через компресор

Для відповідності Європейським нормам на викиди оксидів азоту для газотурбінних двигунів, менших ніж 25 ppm на номінальному режимі, відношення G_{ecol}/G_c повинно бути рівним близько 0,13-0,14.

4.3 Характеристики камери згоряння, що працює на водні, отримані з застосуванням багатоступінчатих моделей горіння

Подальші дослідження можливостей камери згоряння з впорскуванням перегрітої пари при роботі на водневому паливі передбачають перехід від спрощеної глобальної моделі окиснення водню до багатоступінчастих кінетичних моделей, що дозволить підвищити достовірність отриманих результатів. Такі моделі враховують широкий спектр проміжних стадій і реакцій, що відбуваються у процесі горіння водню, включно з утворенням і подальшими перетвореннями активних радикалів. Використання багатоступінчастих кінетичних схем дає змогу більш адекватно відтворювати реальні умови перебігу процесів у камері згоряння, зокрема вплив впорскуваної пари на температуру, швидкість реакцій, стабільність полум'я та формування шкідливих компонентів у продуктах згоряння.

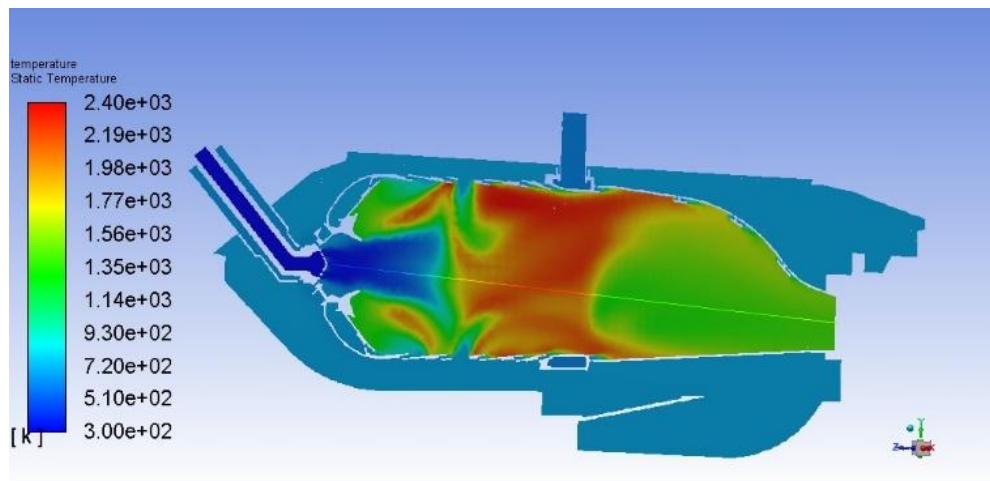
Початкові параметри для проведення тривимірних розрахунків з використанням детальних кінетичних механізмів (з урахуванням отриманих в розділі 4.2. даних обчислень горіння водню в камері згоряння ГТД) наведено у табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Параметри камери згоряння для розрахунків з застосуванням детальних кінетичних механізмів [101]

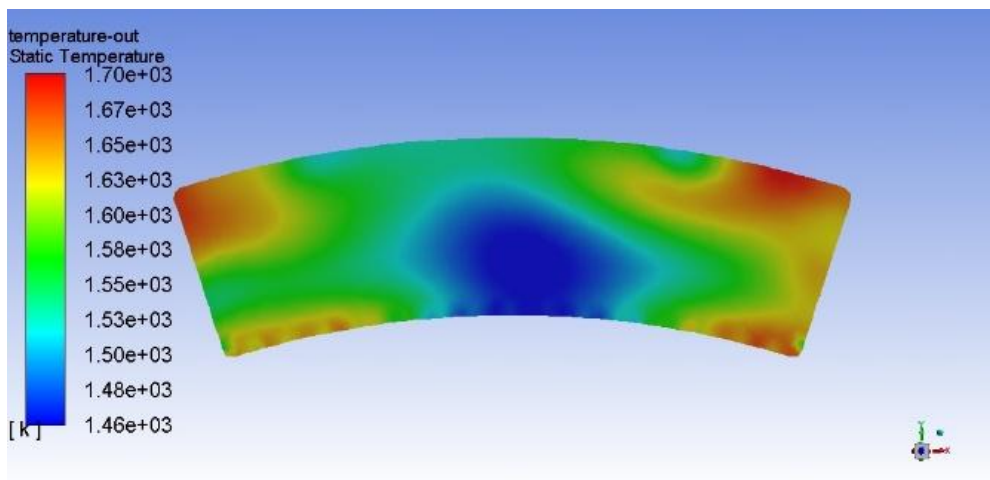
Параметр	Позначення	Значення
Температура зовнішнього повітря, К	T_{out}	288
Тиск у камері згоряння, МПа	P_2	2,63
Коефіцієнт надлишку повітря у КЗ	α_{GTE}	3,19
Витрата повітря через КНТ, кг/с	$G_{c_{GTE}}$	55,64
Кількість жарових труб	n	24
Витрата палива через КЗ, кг/год	G_{hf}	3052,0
Витрата пара на КЗ, кг/с	G_{ss}	16,6
Відношення витрати екологічної пари до витрати повітря через компресор	G_{ecol}/G_c	0,13
Відношення витрати екологічної пари до загальної витрати пари через камеру	G_{ecol}/G_{HRSG}	0,4

Базуючись на початкових параметрах та обраних детальних кінетичних схемах горіння водню, проведено розрахунки робочого процесу камери згоряння, які враховують проміжні реакції горіння водню.

За результатами розрахунків отримано розподіли визначальних параметрів у камері згоряння для всіх досліджуваних кінетичних схем (розділ 4.1.). Аналізуючи отримані дані, відмітимо, що більшість варіантів розподілу температур та концентрацій NO_x мають високий ступінь подібності. Загальна інформація про розподіл температур наведена на рис. 4.7.



(a)



(б)

Рисунок 4.7 – Розподіл температур в камері згоряння [93]:

- (a) – повздовж жарової труби при застосованні детальних кінетичних схем;
- (б) – у вихідному перерізі жарової труби при застосованні детальних кінетичних схем

Як можна побачити, на відміну від одноступінчастої моделі при розрахунках з використанням детального механізму окиснення палива фронт полум'я (зони з найбільшими температурами продуктів) більш концентрується в перерізах підводу енергетичної пари, в первинній зоні жарової труби формується більш чітка зона рециркуляції, розподіл температур у зоні змішування більш однорідний. З використанням всіх розглянутих кінетичних

механізмів водень в об'ємі камери згоряє повністю і процес горіння є стійким [93].

Для наглядного відображення впливу кінетичної моделі окиснення на робочий процес та розподіл температур по довжині камери наведемо графіки зміни температури повздовж лінії, позначеної на рис. 4.7, а, що з'єднує центр осьового каналу паливної форсунки та середину вихідного перерізу жарової труби і лежить у повздовжньому перерізі (рис. 4.8).

Аналізуючи графіки, можна відмітити, що лінії розподілу температури повздовж жарової труби для різних кінетичних схем горіння мають високу ступінь подібності, але значно відрізняються від залежності, отриманої при використанні одноступінчастої моделі горіння.

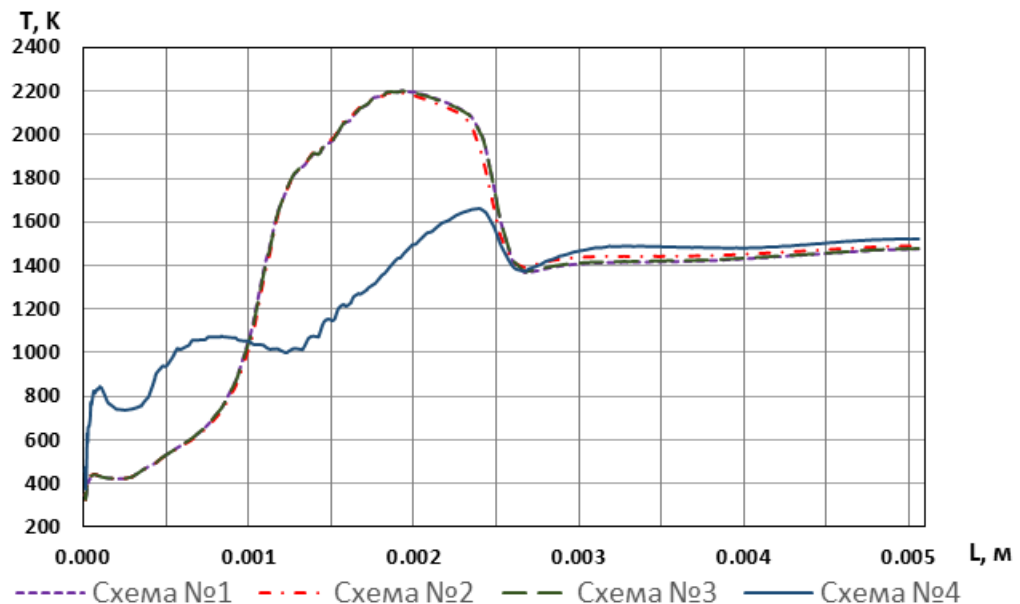
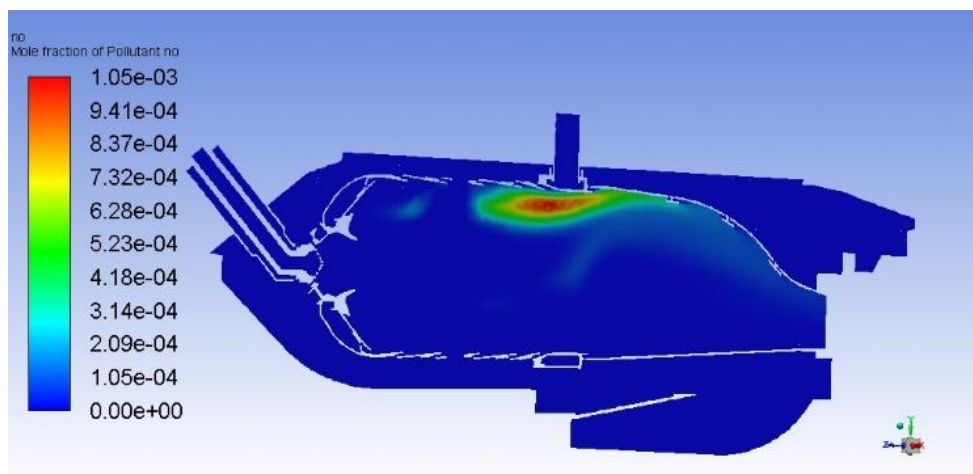
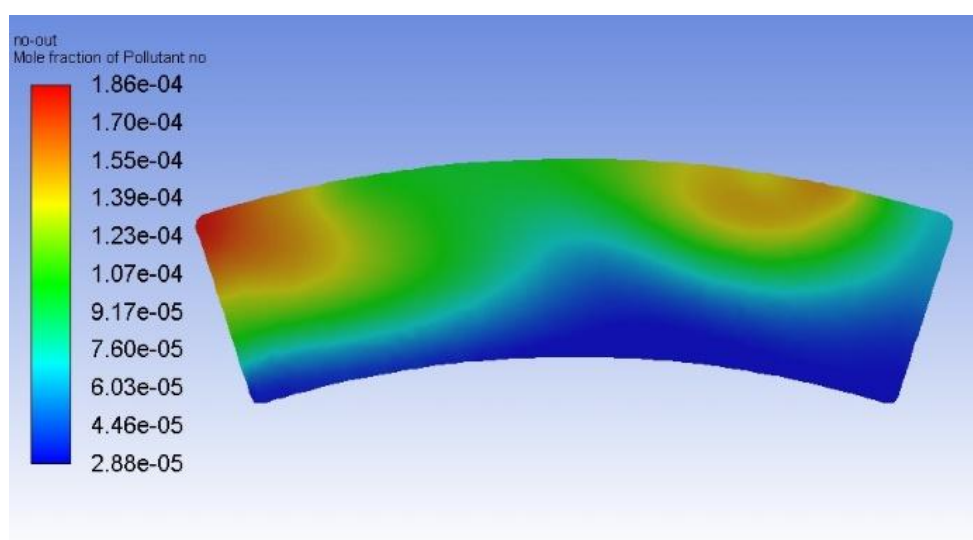


Рисунок 4.8 – Зміна температури повздовж жарової труби для різних кінетичних схем горіння водню

Аналогічно зміні температур, розподіли концентрацій оксидів азоту для розглянутих кінетичних схем мають схожий характер, їх можна побачити на рис. 4.9.



(a)



(б)

Рисунок 4.9 – Розподіли мольних часток оксидів азоту в камері згоряння [93]:

(a) – повздовж жарової труби при застосованні детальних кінетичних схем;

(б) – у вихідному перерізі жарової труби при застосованні детальних кінетичних схем

В табл. 4.5 наведено середньомасові концентрації оксидів азоту в вихідному перерізі жарової труби для всіх розглянутих кінетичних схем.

Таблиця 4.5 – Концентрація оксидів азоту в вихідному перерізі

№	Кінетична схема	Вміст NO _x , ppm
1	Схема 1	5,3
2	Схема 2	6,7
3	Схема 3	5,1
4	Схема 4	1,4

В табл. 4.6 наведено також розподіл температур в вихідному перерізі жарової труби та значення коефіцієнту загальної нерівномірності поля температури $\delta = \frac{T_{max}-T_{min}}{\bar{T}}$.

Таблиця 4.6 – Розподіл температур в вихідному перерізі жарової труби

№	Кінетична схема	T_{max} , K	T_{min} , K	$\bar{T}$, K	δ , %
1	Схема 1	1698	1455	1572	15,5
2	Схема 2	1704	1462	1573	15,4
3	Схема 3	1703	1456	1572	15,7
4	Схема 4	1834	1415	1571	26,7

У результаті моделювання отримано масиви даних та розподіли параметрів в камері згоряння контактного ГТА, що працює на чистому водні, Результати аналізу наступні.

1. Всі досліджені детальні кінетичні схеми дають приблизно однакові результати як за характером зміни параметрів, так і за їх числовими значеннями, тому для подальшого практичного застосування доцільно використовувати модель, яка потребує меншої обчислювальної потужності (додаток А).

2. Застосування детальних кінетичних схем, на відмінну від одноступінчастої моделі, враховує багато проміжних реакцій, що у більшій мірі відповідає реальним процесам у камері згоряння, тому є пріоритетним для моделювання.

3. За числовими показниками кожна з розглянутих кінетичних схем прогнозує рівень емісії оксидів азоту, який задовольняє міжнародним

стандартам на викиди токсичних речовин у граничних межах менше 25 ppm [102].

4. При використанні всіх досліджених кінетичних схем ефекту проскоку полум'я за межі пальникового пристрою зафіксовано не було, вигорання водню повне.

Висновки по четвертому розділу

1. Проведено тривимірні розрахунки робочого процесу камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні, з використанням одноступінчастої схеми горіння водню, що дозволило виявити раціональні режими роботи камери згоряння з точки зору співвідношення витрат екологічної пари і повітря через компресор КГТА.

2. Для підвищення достовірності отриманих результатів застосовано ряд детальних кінетичних моделей горіння водневого палива з урахуваннями утворення оксидів азоту в камері згоряння з двоступінчастим підведення екологічної і енергетичної пари по довжині жарової труби та отримано основні енергетичні і екологічні характеристик паливоспалюючого пристрою.

3. Розрахунковим шляхом виявлено, що раціональним режимом роботи камери з двоступінчастим впорскуванням пари, що працює на водні, при якому екологічні показники камери задовольняють міжнародним нормам на викиди оксидів азоту газотурбінними двигунами, є підведення перегрітої пари з відношенням витрати екологічної пари до витрати повітря через компресор $G_{ecol}/G_c = 0,13 - 0,14$ та з відношенням витрати екологічної пари до загальної витрати пари через камеру $G_{ecol}/G_{HRSG} = 0,4$.

4. Отримані дані довели необхідність модернізації геометричних параметрів існуючого конструктивного прототипу камери згоряння з двоступінчастим впорскуванням пари для її адаптації для роботи на водневому паливі.

Результати досліджень поточного розділу опубліковано автором в [86, 87, 93, 101].

РОЗДІЛ 5

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ГТД З ВПОРСКУВАННЯМ ПАРИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНІ

5.1 Реакторна модель камери згоряння ГТД

Камера згоряння ГТД відіграє ключову роль в процесі перетворення внутрішньої енергії палива в теплову енергію робочого тіла, тому організації робочого процесу у ній приділяється особлива увага [93]. Головним питанням стосовно енергетичних і екологічних параметрів камери згоряння, яка працює на водні, є питання організації робочого процесу з метою повного розкриття енергетичного потенціалу водню за умов допустимих рівнів викидів токсичних компонентів, передусім оксидів азоту [101].

Розуміння та прогнозування впливу хімічних процесів у системі є ключовим чинником при розробці конкурентоспроможних технологій транспортного та енергетичного сектору. У міру того як розробники газових турбін, котлів та поршневих двигунів прагнуть відповідати сучасним вимогам щодо викидів токсичних компонентів, одночасно забезпечуючи широку гнучкість у виборі пального, виникає необхідність зберігати або навіть підвищувати експлуатаційні характеристики енергетичної системи.

Ефективне числове моделювання детальної хімічної кінетики часто є критично важливим для створення рентабельних технічних рішень, орієнтованих на зниження викидів забруднюючих речовин або небажаних побічних сполук [103].

Для зазначених цілей існує низка розрахункових CFD-комплексів, націлених на знаходження рішень різних газодинамічних задач з урахуванням моделювання складної хімічної кінетики. Однак такі розрахунки вимагають дуже великих обчислювальних ресурсів і розв'язання задач оптимізації параметрів в таких тривимірних постановках є достатньо проблематичним.

Опціонально перспективним напрямком моделювання хімічно реагуючих потоків при роботі камери згоряння ГТД (для отримання необхідних показників як у енергетичному плані, так і в плані викидів

шкідливих компонентів) є застосування так званого реакторного методу моделювання паливоспалюючого пристрою. За допомогою цього підходу через мережі реакторів, які виділяються в об'ємі камери, можливо точно моделювати реальні фізико-хімічні процеси у пальникових пристроях з урахуванням детальної кінетики, що дозволяє ефективно і точно прогнозувати емісію токсичних копоненетів [103].

За цим методом камера згоряння розглядається як сукупність послідовно або паралельно розташованих реакторів ідеального змішування (РІЗ) та проточних реакторів (ПР) у поєднанні з адіабатичними змішувачами (АЗ) [104].

Реактор ідеального змішування. Хімічні компоненти, які взаємодіють у реакторі, мають дуже високу швидкість змішування. Параметри всередині реактора вважаються просторово однорідними через ефективне перемішування газових фаз, що забезпечує ідентичний і однорідний склад газу всередині реактора. Відбувається хімічне перетворення компонентів, і це перетворення повністю контролюється швидкістю хімічних реакцій, а не молекулярною дифузією. Стінки вважаються некаталітичними, на них немає відкладень, тому масова витрата на вході та на виході рівні [105]. Схема РІЗ представлена на рис. 5.1.

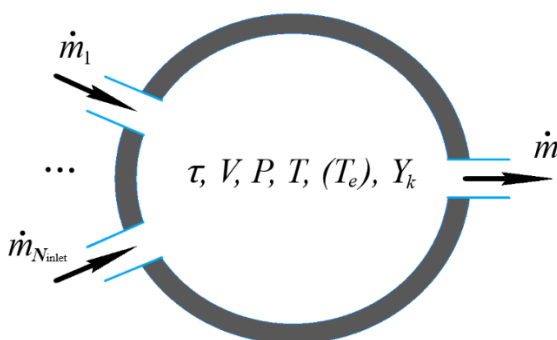


Рисунок 5.1 – Схема реактору ідеального змішування

Добре перемішана сировина надходить у реакційний об'єм, де відбувається хімічна реакція. Різноманітні процеси, які проходять у реакторі даного типу, описуються рівняннями виду

$$\dot{n}_k^* - \dot{n}_k + \int_0^{V^t} r_k dV = \frac{dN_k}{dt}, \quad (5.1)$$

де $\dot{n}_k^*$ – мольна витрата k -го компонента на вході до ректора;

$\dot{n}_k$ – мольна витрата k -го компонента;

V^t – об'єм реагуючої рідини;

r_k – швидкість хімічної реакції для k -го компонента;

N_k – кількість речовини k -го компонента;

t – час;

V – об'єм реактора [106].

Рівняння збереження маси. Враховуючи ідеалізованість даного реактора, рівняння збереження маси, яке представлено різницею сумарної масової витрати робочого тіла на вході до реактора та на виході з нього за умови, що на стінках ректора немає ніяких відкладень, зводиться до наступного вигляду

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = 0, \quad (5.2)$$

де ρ – масова густина суміші [105].

Звідси

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = 0, \quad (5.3)$$

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}, \quad (5.4)$$

де $\dot{m}$ – масова витрата.

Одночасно

$$\frac{dN_k}{dt} = 0. \quad (5.5)$$

У реакторі забезпечується ідеальне перемішування всіх компонентів. Це означає відсутність просторових змін швидкості реакції в межах реакційного

об'єму, а також тотожність складу речовин у потоці, що виходить з реактора, а також складу в будь-якій точці всередині реактора

$$\int_0^{V^t} r_k dV = r_k V^t. \quad (5.6)$$

Зазначені припущення дозволяють сформулювати рівняння для об'єму ідеального реактора з повним змішуванням

$$V^t = \frac{\dot{n}_k - \dot{n}_k^*}{r_k}. \quad (5.7)$$

З урахуванням того, що $\dot{n}_k = \dot{n}_{k0}(1 - X_k)$ це рівняння можна переписати через ступінь перетворення k -го реагенту у такому вигляді:

$$V^t = \frac{X_k \dot{n}_{k0}}{-r_k}, \quad (5.8)$$

де X_k – конверсія k -го компоненту.

Для окремого випадку сталої густини або сталої об'ємної витрати реагуючої рідини, рівняння для обчислення об'єму ідеального реактора з повним змішуванням записується у спрощеному вигляді:

$$V^t = \frac{X_k \dot{n}_{k0}}{-r_k} = \frac{\dot{n}_{k0}(C_k^* - C_k)}{-C_k^* r_k}. \quad (5.9)$$

де C_k^* – концентрація k -го компоненту на вході до реактора;

C_k – концентрація k -го компоненту [106].

Балансове рівняння утворення хімічних компонентів. Швидкість зміни концентрацій компонентів всередині реактора ідеального змішування можна визначити за допомогою рівняння

$$\frac{dY_k}{dt} = \frac{\dot{m}_{in}}{\rho V} (Y_k - Y_k^*) + \frac{\omega_k W_k}{\rho}, \quad (5.10)$$

де Y_k – масова частка k -го компонента;

Y_k^* – масова частка компонентів на вході з реактора;

ω_k – ступінь утворення (розкладання) k -го компонента в одиниці об'єму в результаті хімічної реакції;

W_k – молекулярна вага k -го компонента [105].

Для реактора ідеального змішування рівняння (5.10) набуває вигляду

$$\frac{\dot{m}_{in}}{\rho V} (Y_k - Y_k^*) + \omega_k W_k V = 0. \quad (5.11)$$

Рівняння збереження енергії. Рівняння збереження енергії для реактора ідеального змішування представлено залежністю

$$c_p \frac{dT}{dt} = \frac{\dot{m}}{\rho V} \sum_{i=1}^n Y_k (h_k - h_k^*) - \frac{\sum_{i=1}^n h_k^* \omega_k W_k}{\rho} + \frac{\dot{Q}}{\rho V} - \frac{dP}{\rho dt}, \quad (5.12)$$

де c_p – питома ізобарна теплоємність суміші;

h_k – питома ентальпія k -го компонента в об'ємі реактора;

h_k^* – питома ентальпія k -го компонента в об'ємі та на вході реактора;

$\dot{Q}$ – теплові втрати в реакторі;

P – тиск в реакторі;

T – температура [105].

Враховуючи, що для стаціонарного режиму роботи реактора ідеального змішування

$$\frac{dT}{dt} = 0 \quad (5.13)$$

рівняння (5.13) набуває вигляду

$$\frac{\dot{m}}{\rho V} \sum_{i=1}^n Y_k (h_k - h_k^*) - \frac{\sum_{i=1}^n h_k^* \omega_k W_k}{\rho} + \frac{\dot{Q}}{\rho V} - \frac{dP}{\rho dt} = 0. \quad (5.14)$$

Проточний реактор (ПР) або реактор ідеального витіснення (рис. 5.2) розглядається у вигляді труби певної довжини з постійним поперечним перерізом. Моделюється стаціонарний потік багатокомпонентного газу вздовж осьової лінії цього реактора [107]. На відміну від РІЗ проточний реактор є прикладом реактора з простим рухом рідини, яка повністю не перемішується, а рухається по трубі як поршень. У цьому випадку рідина проходить через перерізи з постійним профілем швидкості, хоча фактична геометрія для наближення ідеального витіснення може бути набагато складнішою [108].

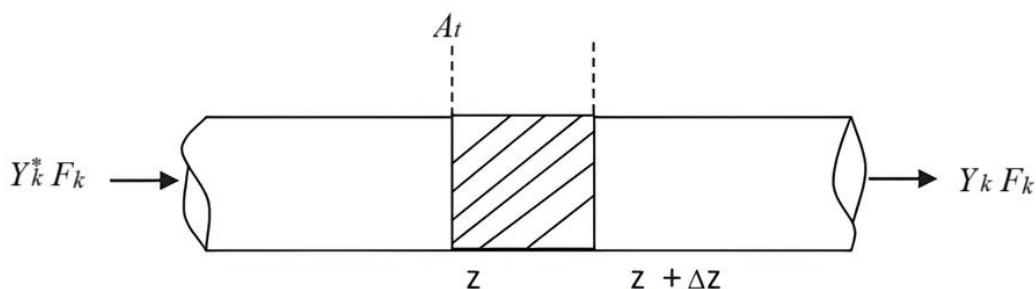


Рисунок 5.2 – Схема проточного реактора:

F_k – об’ємна витрата k -го компонента; A_t – площа поперечного перерізу реактора; z – координата в осьовому напрямку [109]

Речовина надходить у реактор, що має достатню довжину та об’єм для забезпечення необхідного часу перебування реакційної суміші, протягом якого відбувається хімічна реакція перед виходом з реактора. Допущення про ідеальний витискувальний режим означає, що склад суміші в реакторі не залежить від радіального положення. Рівняння процесу проточного реактору отримують шляхом складання диференціального матеріального балансу за умови сталого потоку в реакторі [106]

$$\dot{n}_k + \int_0^{V^t} r_k dV - (\dot{n}_k + d\dot{n}_k) = 0. \quad (5.15)$$

Швидкість реакції може бути записана у внутрішній формі або відносно певного реагенту. Для гомогенних реакційних систем зазвичай використовується характеристика, що базується на одиниці об’єму рідини. Таким чином, загальне визначення швидкості реакції можна записати як [106]:

$$r_k = \frac{1}{V^t} \left(\frac{dN_k}{dt} \right). \quad (5.16)$$

Після спрощення (5.15) отримують рівняння для ідеального проточного реактора у такому вигляді:

$$dV^t = \frac{d\dot{n}_k}{r_k}. \quad (5.17)$$

Враховуючи визначення ступеня перетворення для k -го компоненту рівняння (5.17) можна записати у наступному вигляді:

$$V^t = \dot{n}_{k0} \int_0^{X_k} \frac{dX_k}{-r_k}. \quad (5.18)$$

У випадку, коли розглядається проточний реактор зі сталою густиною, попереднє рівняння можна спростити, враховуючи, що [106]:

$$X_k = \frac{C_{k0} - C_k}{C_{k0}} \quad (5.19)$$

або

$$dX_k = \frac{dC_k}{C_{k0}}. \quad (5.20)$$

Тому

$$V^t = -\frac{\dot{n}_{k0}}{C_{k0}} \int_{C_{k0}}^{C_k} \frac{dC_k}{-r_k}. \quad (5.22)$$

Реакції, які відбуваються у проточному реакторі, також описуються за допомогою рівнянь збереження маси та енергії.

Рівняння збереження маси:

$$u \frac{dY_k}{dz} = v_k r, \quad (5.23)$$

$$u \frac{dY_k}{dz} = \sum_{i=1}^R v_{ik} r_i, \quad (5.24)$$

де u – середня швидкість в проточному реакторі;

v_k – стехіометричний коефіцієнт k -го компонента [108].

Рівняння збереження енергії. Отримання рівняння збереження енергії починається з ентальпійного балансу газового потоку для двох його положень за довжиною реактора L з діаметром D та наступним диференціюванням. Математичні викладки представлено в роботі [108], наведемо лише остаточний його вигляд:

$$u \frac{dT}{dz} = -\frac{\Delta H_R}{\rho C_p} r - \frac{Up_w}{\rho C_p A_t} (T - T_c), \quad (5.25)$$

$$u \frac{dT}{dz} = \sum_{i=1}^R \frac{-\Delta H_{Ri}}{\rho C_p} r_i - \frac{Up_w}{\rho C_p A_t} (T - T_c), \quad (5.26)$$

де ΔH_R – теплота реакції;

U – коефіцієнт теплопередачі на одиницю площі;

A_t – площа поперечного перерізу реактора;

T_c – температура реактора [108].

Адіабатичний змішувач передбачає певний об'єм з великою швидкістю перемішування, він має безперервний підвід і відвід матеріалу та теплоізований для виключення теплообміну з навколишнім середовищем. Робота адіабатичного змішувача базується на таких допущеннях [106]:

- склад і температура газу є однаковими в усьому об'ємі;
- змішувач працює в усталеному режимі.

Адіабатичний змішувач (рис. 5.3) моделюється з використанням базових принципів матеріального балансу та збереження енергії [108, 110].

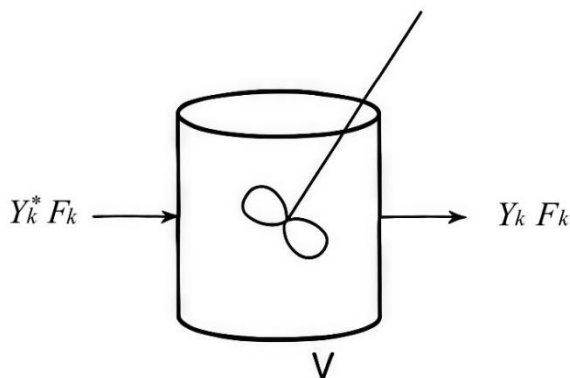


Рисунок 5.3 – Схема адіабатичного змішувача [108]

Процеси в адіабатичних змішувачах розраховуються виходячи з допущення про їх ідеальну теплоізоляцію. Масова частка хімічних компонентів при змішуванні різних газів 1 та 2

$$Y_k = \frac{(Y_k \dot{m})_1 + (Y_k \dot{m})_2}{\dot{m}}, \quad (5.27)$$

де сумарна витрата $\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$.

Ентальпія суміші в потоці знаходиться так:

$$h = \frac{(c_p T)_1 \dot{m}_1 + (c_p T)_2 \dot{m}_2}{\dot{m}}, \quad (5.28)$$

а температура

$$T = h/c_p, \quad (5.29)$$

де питома теплоємність суміші при постійному тиску у першому наближенні розраховується як функція масового складу суміші і температури $\bar{T} = (T_1 + T_2)/2$ і далі уточнюється для знаходження остаточного значення температури суміші [111].

5.2 Розробка реакторної моделі камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні

Як було зазначено вище, реакторна розрахункова модель передбачає представлення камери згоряння ГТД як сукупності послідовно розташованих реакторів ідеального змішування, проточних реакторів та адіабатичних змішувачів [110, 112, 113]. У межах дослідження було розроблено відповідну реакторну модель камери згоряння ГТД з впорскуванням водяної пари, що працює на водні (рис. 5.4 та 5.5).

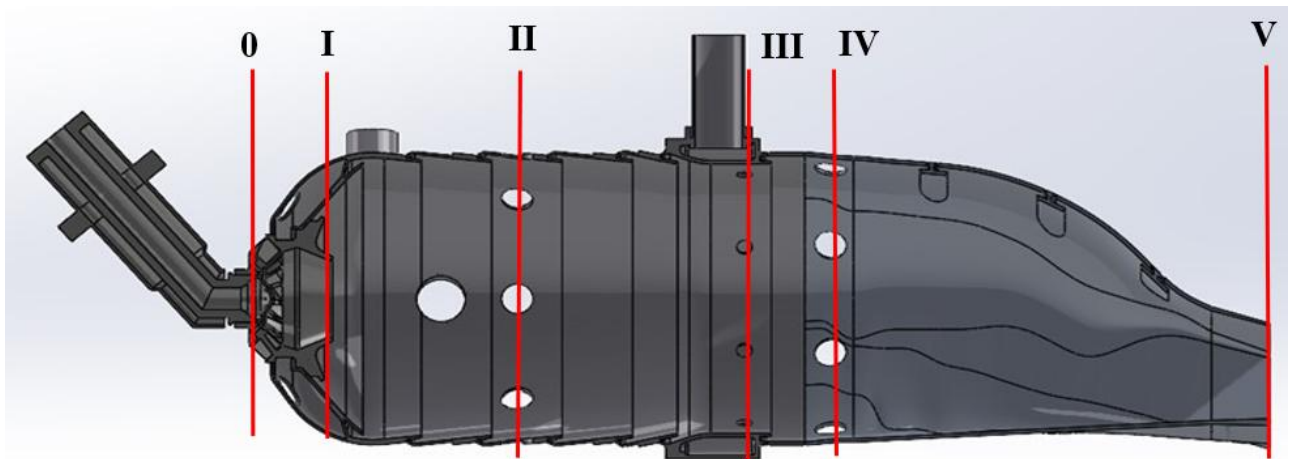


Рисунок 5.4 – Умовний поділ камери згоряння на реактори різних типів

Відмітимо, що основні геометричні розміри камери згоряння відповідають конструкції камери, представлений на рис. 4.1.

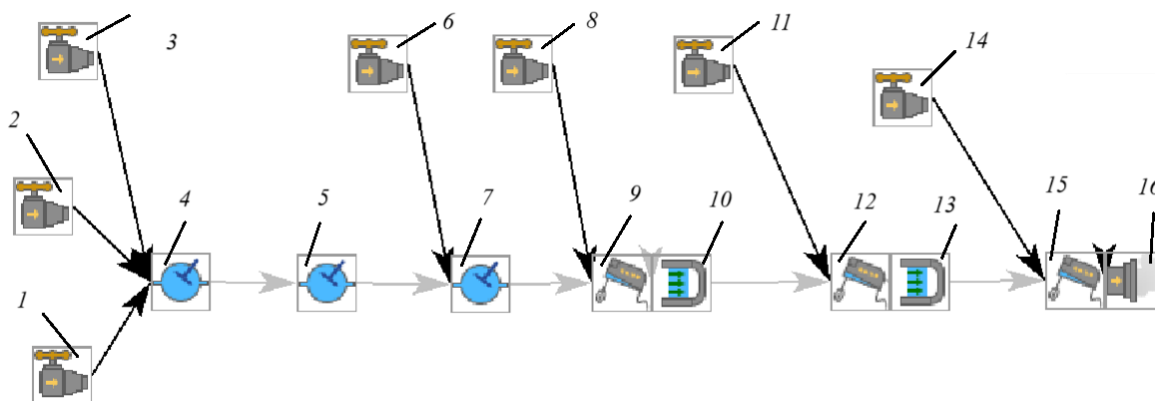


Рисунок 5.5 – Реакторна модель камери згоряння з впорскуванням водяної пари, що працює на водні: 1 – підведення водню; 2 – підведення повітря через завихрювач; 3 – підведення екологічної пари; 4 – РІЗ зони завихрювання; 5 – РІЗ зони зворотних течій; 6 – підведення повітря в зону основного горіння; 7 – РІЗ зони основного горіння; 8 – підведення енергетичної пари; 9 – АЗ; 10 – ПР зони підведення енергетичної пари; 11 – підведення повітря в зону розбавлення; 12 – АЗ; 13 – ПР зони розбавлення; 14 – підведення повітря для охолодження стінок камери згоряння; 15 – АЗ; 16 – вихід продуктів згоряння

Розглянувши рис. 5.4 та 5.5 можна побачити, що об'єм камери згоряння з впорскуванням пари червоними лініями умовно розділено на області, котрі із-зі фізико-хімічних особливостей організації робочого процесу можна представити реакторами ідеального змішування, проточними реакторами та адіабатичними змішувачами. Так зона 0-I камери згоряння представлена як реактор ідеального змішування з підведенням водню, повітря та екологічної пари. Зона I-II умовно поділена на два реактори ідеального змішування, один з яких представляє собою зону зворотних течій, яка утворюється за рахунок закручування потоку в лопатковому завихрювачі, а другий – зону основного горіння з підведенням первинного повітря в жарову трубу. Зона II-III

відповідає області камери між підведенням первинного повітря та початком впорскуванням енергетичної пари. Ця область моделюється як проточний реактор. Зона III-IV представляється як адіабатичний змішувач, у якому перемішується робоче тіло з енергетичною парою без протікання хімічних реакцій. Зона IV-V відповідає області розбавлення та моделюється за допомогою двох послідовно розташованих реакторів: адіабатичного змішувача та проточного реактора. Перед подачею продуктів згоряння в турбінну частину КГТА до газопарової суміші додається повітря, яке потрапляє у жарову трубу через отвори для охолодження обичайок та практично не бере безпосередньої участі в процесах хімічного реагування в камері. Для змішування цього повітря та газопарової суміші використовується адіабатичний змішувач.

Відмітимо, що для моделювання процесів окиснення палива в камері згоряння КГТА, що працює на водні, використовувалась детальна кінетична схема горіння водню, котра містить 58 хімічних реакцій, що моделюють реакції хімічного реагування водню з повітрям та утворення оксидів азоту [93] (додаток А).

5.3 Теоретичні дослідження камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні, з використанням реакторної моделі

Розрахунки проводилися за допомогою розрахункового комплексу Ansys Chemkin [113]. Досліджувався вплив витрати повітря через завихрювач, розподілу первинного та вторинного повітря, а також розподілу екологічної та енергетичної пари на екологічні показники камери згоряння ГТД контактного типу. Для кожного варіанту розрахунків середня температура продуктів (рис. 5.4) на виході з камери залишилась сталою і відповідала розрахунковій, при всіх варіантах паливо (водень) згоряло повністю.

5.3.1 Вплив витрати повітря через завихрювач на екологічні показники камери

Розрахунки проводились з варіюванням частки повітря, яке проходить через завихрювач камери згоряння. Зміна витрати повітря через завихрювач

відбувалась за рахунок варіювання площі прохідного перерізу завихрювача від 8 до 16 cm^2 . На рис. 5.6 та 5.7 зображені графіки залежності впливу площі прохідного перерізу завихрювача F_{sw} на емісію оксидів азоту та об'ємну концентрацію оксидів азоту у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню.

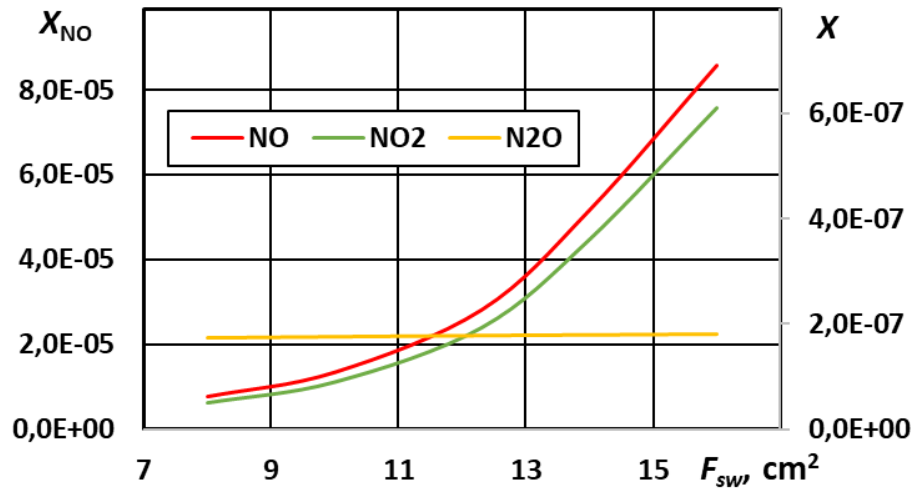


Рисунок 5.6 – Емісія оксидів азоту в залежності від площі прохідного перерізу завихрювача

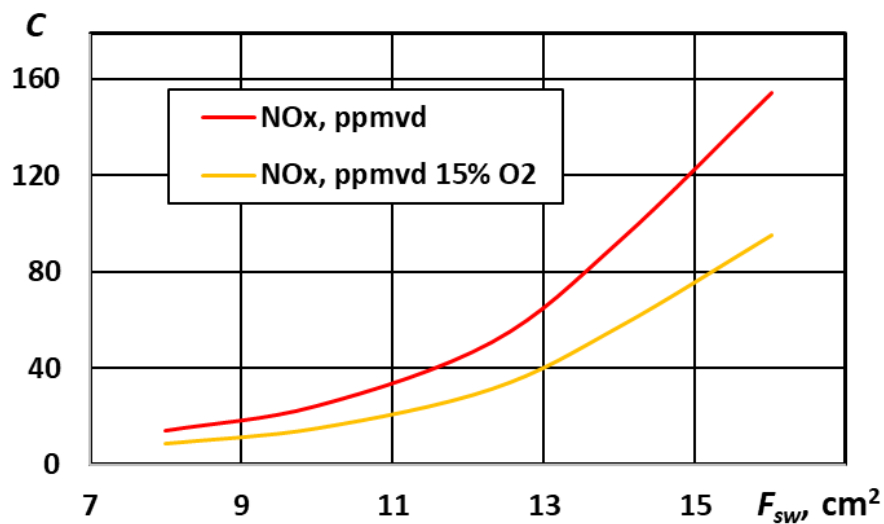


Рисунок 5.7 – Об'ємна концентрація оксидів азоту у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню в залежності від площі прохідного перерізу завихрювача

Аналізуючи отримані дані, можна відмітити, що при зменшенні площі прохідного перерізу завихрювача до значень нижче 10 см^2 рівень емісії оксидів азоту відповідає Європейським нормам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами (менше 25 ppmvd).

5.3.2 Вплив розподілу первинного та вторинного повітря на екологічні показники камери

Іншим дослідженим варіантом покращення екологічних показників паливоспалюючого пристрою з впорскуванням водяної пари є зміна розподілу первинного та вторинного повітря у жаровій трубі камері згоряння. Варіювання відбувалося зі сталою сумарною витратою повітря через камеру. Так, витрата первинного повітря змінювалася у діапазоні значень від 0,45 до 0,85 кг/с, а вторинного – від 0,85 до 0,45 кг/с.

На рис. 5.8 та 5.9 зображено графіки залежності емісії оксидів азоту та об'ємної концентрації оксидів азоту у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню від відношення витрат первинного G_{prime} та вторинного G_{sec} повітря.

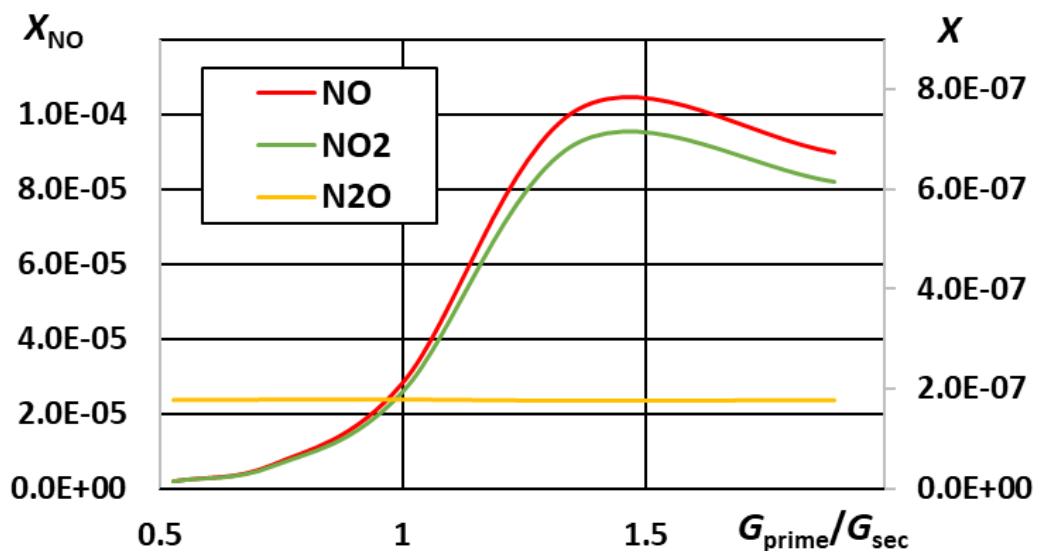


Рисунок 5.8 – Емісія оксидів азоту в залежності від відношення витрат первинного та вторинного повітря

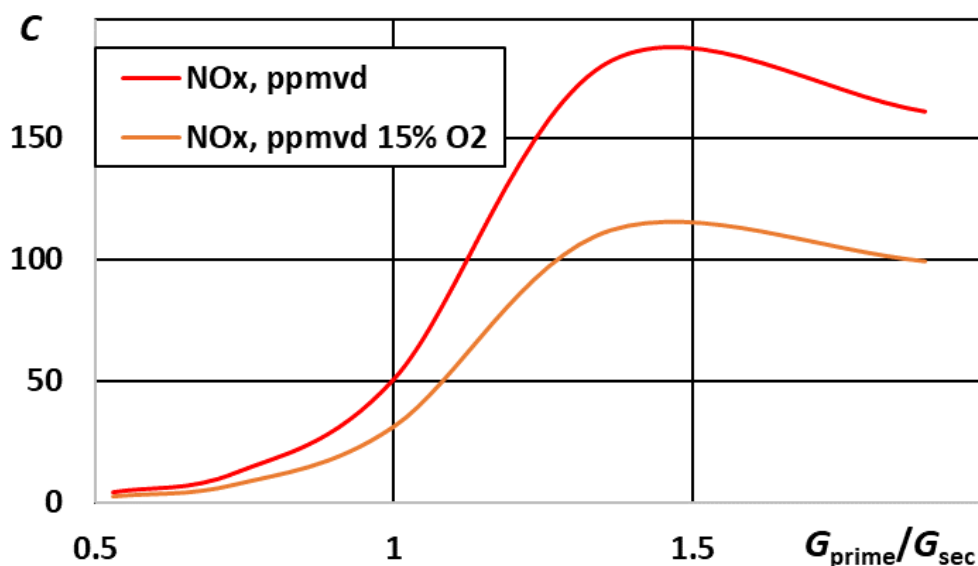


Рисунок 5.9 – Об’ємна концентрація оксидів азоту у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню в залежності від відношення витрат первинного та вторинного повітря

За отриманими даним можна дійти висновку, що при значеннях відношення $G_{\text{prime}}/G_{\text{sec}} < 0,9$ емісія оксидів азоту буде відповідати Європейським стандартам на викиди токсичних з’єднань.

5.3.3 Вплив розподілу екологічної та енергетичної пари на екологічні показники камери

Також досліджувався вплив зміни кількості екологічної та енергетичної пари у камері згоряння контактного ГТД на емісію оксидів азоту. Варіювання відношення витрат екологічної та енергетичної пари відбувалося зі сталою сумарною витратою пари, що впорскувалась до камери згоряння ГТД контактного типу. Витрата екологічної пари змінювалась в межах від 0,1 до 0,45 кг/с, а енергетичної – від 0,59 до 0,24 кг/с.

На рис. 5.10 та 5.11 зображено графіки залежності емісії оксидів азоту та об’ємної концентрації оксидів азоту у перерахунку на суху суміш з 15 %

вмістом кисню від відношення витрат екологічної G_{ecol} та енергетичної G_{ener} пари.

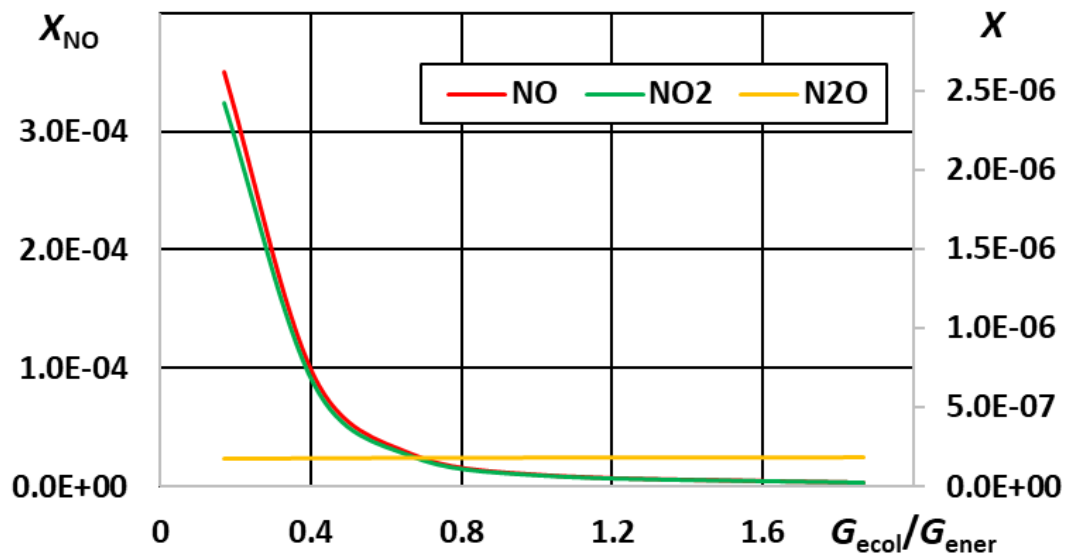


Рисунок 5.10 – Емісія оксидів азоту в залежності від відношення витрат екологічної та енергетичної пари

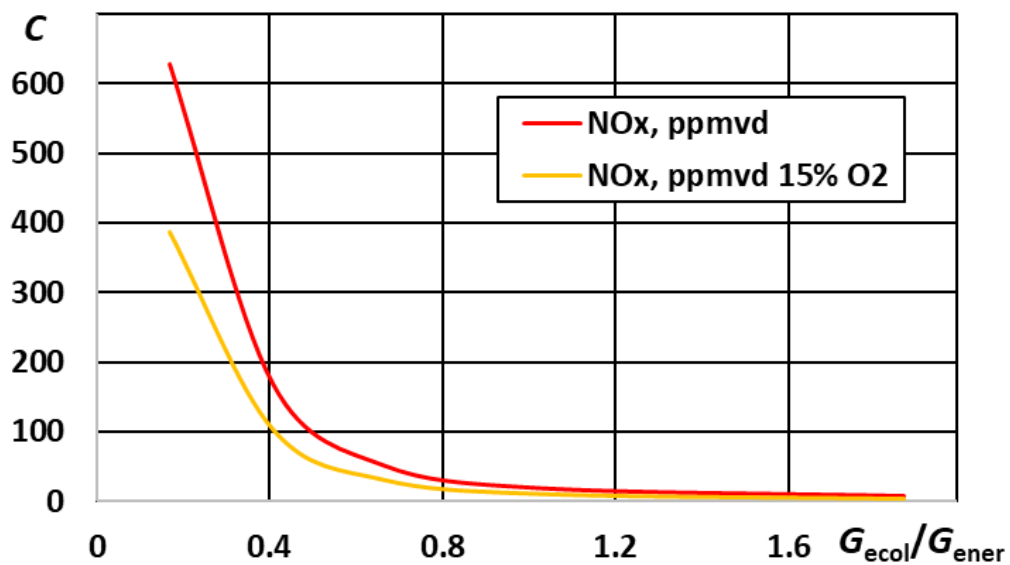


Рисунок 5.11 – Об'ємна концентрація оксидів азоту у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню в залежності від відношення витрат екологічної та енергетичної пари

Аналіз отриманих результатів показав, що перерозподіл витрат екологічної та енергетичної пари в бік екологічної через вплив на температуру

в зоні горіння, значно зменшує викиди оксидів азоту. Так, при значеннях $G_{\text{ecol}}/G_{\text{ener}} \geq 1$ емісія оксидів азоту становиться навіть меншою встановлених міжнародними стандартами на викиди тепловими двигунами.

За результатами розрахунків виявлено:

1. Варіювання витрати повітря через завихрювач дає змогу впливати на емісію оксидів азоту і при зменшенні прохідного перерізу завихрювача на 19 % відносно заохрювача камери згоряння, призначеної для спалювання вуглеводневого палива, емісія знижується до значень, що відповідають Європейським стандартам.

2. Зміна відношення витрат первинного та вторинного повітря при сталій сумарній витраті повітря через камеру згоряння значно впливає на викиди оксидів азоту і при $G_{\text{prime}}/G_{\text{sec}} < 0,9$ рівень викидів задовольняє стандартам.

3. Варіювання відношенням витрат екологічної та енергетичної пари при сталій сумарній витраті пари суттєво впливає на рівень викидів оксидів азоту і при перерозподілі цих витрат відповідно до співвідношення $G_{\text{ecol}}/G_{\text{ener}} \geq 1$ емісія оксидів азоту стає нижчою за гранично допустимий рівень 25 ppmvd у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню.

5.3.4 Рекомендації з вдосконалення камери згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на водні

Проведене дослідження дало змогу здійснити комплексний аналіз таких аспектів:

1) закономірностей зміни характеристик гібридної газо-паротурбінної установки, що працює на водні, за різних рівнів споживаної електричної потужності на основі математичного моделювання;

2) вибору раціональних режимів роботи гібридної газо-паротурбінної установки та параметрів її камери згоряння з урахуванням потенційного

застосування на морських платформах типу FPSO і відповідних вимог до електричної потужності;

3) виконання тривимірних розрахунків робочого процесу камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні, із використанням як спрощених одноступінчастих, так і детальних кінетичних схем горіння водню, що дозволило визначити раціональні режими роботи камери згоряння з точки зору співвідношення витрат екологічної пари та повітря, що подається компресором контактного газотурбінного агрегату;

4) моделювання роботи камери згоряння газотурбінного двигуна зі ступінчастим впорскуванням пари на водневому паливі з використанням розробленої реакторної моделі, що дало змогу отримати вихідні дані для оптимізації робочого процесу.

На основі отриманих результатів сформульовано практичні рекомендації щодо конструктивного вдосконалення камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, який працює на водні. Відповідно до викладеного вище, як конструктивний прототип камери згоряння ГТД з впорскуванням водяної пари обрано протитоккову камеру згоряння газо-паротурбінної установки типу «Водолій» виробництва АТ НВКГ «Зоря–Машпроект» [88].

Практичні рекомендації щодо вдосконалення камери згоряння та її адаптації до роботи на водні й інших водневмісних газах полягають у такому:

1. Забезпечення стабільності горіння та запобігання проскоку полум'я. Під час роботи на водні необхідно враховувати високу швидкість поширення полум'я та широкий діапазон займання воднево-повітряних сумішей. З цією метою доцільно застосовувати попереднє розбавлення суміші інертними компонентами (в нашому випадку - водяною парою), а також оптимізувати аеродинаміку первинної зони камери згоряння для зниження локальних швидкостей потоку в зоні стабілізації полум'я.

2. Оптимізація системи підведення та змішування палива. Перехід на водень потребує використання спеціалізованих паливних форсунок, які забезпечують рівномірний розподіл палива та мінімізують утворення зон

локального збагачення. Рекомендується реалізовувати багатоточкове або ступінчасте впорскування водню, що сприяє вирівнюванню температурного поля та зниженню пікових температур у камері згоряння.

3. Контроль температурного режиму та зниження емісії оксидів азоту. Високі температури горіння водню зумовлюють інтенсивне утворення термічних оксидів азоту. Для обмеження рівня NO_x доцільно застосовувати методи розбавлення зони горіння водяною парою а також реалізовувати ступінчасте підведення окисника.

3.1. Для конкретної конструкції камери згоряння КГТА “Водолій” дифузійного типу потрібно конструктивне доопрацювання осьового лопаткового завихрювача жарової труби шляхом зменшення площі його прохідного перерізу з $12,31 \text{ см}^2$ до 10 см^2 .

3.2. Потрібний перерозподіл витрат первинного та вторинного повітря вздовж жарової труби у співвідношенні 0,9, що відповідає сумарним площам прохідних перерізів отворів підведення первинного та вторинного повітря $15,24 \text{ см}^2$ та $16,92 \text{ см}^2$ відповідно. Реалізація цього заходу здійснюється шляхом зміни діаметрів відповідних отворів.

3.3. Необхідне точне регулювання співвідношення витрат екологічної та енергетичної пари, що впорскуються у первинну та вторинну зони камери згоряння, у діапазоні 1,0-1,1.

4. Модернізація системи охолодження елементів камери згоряння. Переведення на водень потребує перегляду схем охолодження жарової труби та елементів пального пристрою. Необхідно забезпечити достатній запас термічної міцності матеріалів з урахуванням підвищених теплових навантажень і можливих локальних перегрівів.

5. Адаптація матеріалів і конструкцій до водневої крихкості. При використанні водню слід враховувати явище водневої деградації матеріалів. Рекомендується застосовувати сталі та сплави, стійкі до водневої крихкості, а також мінімізувати концентрацію напружень у елементах паливної системи та камери згоряння.

6. Забезпечення безпеки експлуатації. Системи подачі водню повинні бути оснащені засобами контролю герметичності, датчиками витoku та швидкодіючими запірними елементами. Конструкція камери згоряння та допоміжних систем має передбачати мінімізацію об'ємів можливого накопичення водню.

Висновки по п'ятому розділу

1. Розроблено реакторну модель камери згоряння ГТА контактного типу, що працює на водні.

2. Для моделювання процесів окиснення палива використано кінетичну схему горіння водню, котра містить 58 хімічних реакцій, що моделюють реакції хімічного реагування водню з повітрям та утворення оксидів азоту.

3. Розглянуто можливості оптимізації робочого процесу у камері згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні, з метою покращення її екологічних показників.

4. Ефективним способом зниження викидів оксидів азоту є зменшення прохідного перерізу завихрювача, зменшення відношення витрат первинного та вторинного повітря та збільшення відношення витрат екологічної та енергетичної пари.

4. Раціональними значеннями відношення витрат первинного та вторинного повітря при сталій їх сумарній витраті є 0.8-0.9, а відношення витрат екологічної та енергетичної пари при сталій їх сумарній витраті – 1.0-1.1. При цьому емісія оксидів азоту складає менше 25 ppmvd у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню, що відповідає Європейським нормам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами.

Результати досліджень розділу опубліковано автором в [114, 116].

Висновки по роботі

Дисертаційна робота присвячена дослідженню можливостей функціонування камери згоряння газотурбінного агрегату на чистому водні з впорскуванням водяної пари та підвищенню ефективності її роботи шляхом вибору раціональних режимних і геометричних параметрів. У результаті виконаних досліджень отримано такі основні висновки:

1. Обґрунтовано доцільність і перспективність використання чистого водню як палива для контактних газотурбінних агрегатів, що узгоджується зі світовими тенденціями декарбонізації, скорочення викидів CO_2 та розвитку безвуглецевих енергетичних технологій.

2. Розроблено принципову схему та математичну модель гібридної газопаротурбінної установки складного термодинамічного циклу, що працює на водні. Розрахунковими методами досліджено закономірності зміни її енергетичних і екологічних характеристик у широкому діапазоні електричних навантажень. Показано комплексну перевагу застосування контактного газотурбінного агрегату на водні на морських платформах типу FPSO порівняно з газотурбінними двигунами простого циклу, що проявляється в одночасному підвищенні ККД та зниженні токсичності викидів.

3. Встановлено, що за міри підвищення тиску в компресорі газотурбінного агрегату контактного типу в діапазоні 23–27 та температури газів перед турбіною 1550–1570 К гібридна енергетична установка здатна забезпечувати електричну потужність у межах 80–169 МВт, при цьому термічний ККД робочого циклу досягає значень 48,2–50,4 %.

4. Удосконалено методологію CFD-моделювання робочих процесів у камерах згоряння ГТД шляхом використання детальної 58-реакційної кінетичної схеми окиснення водню, що забезпечило підвищення достовірності прогнозування температурних полів, структури течії та емісії оксидів азоту. Отримано нові дані щодо фізико-хімічних закономірностей горіння водню в умовах високого тиску та інтенсивного впорскування пари.

5. Встановлено, що раціональним режимом роботи камери згоряння з двоступінчастим впорскуванням пари є підведення перегрітої пари з відношенням масової витрати екологічної пари до витрати повітря через компресор у межах 0,13–0,14, що забезпечує ефективне зниження температури полум'я без погіршення стабільності горіння.

6. Показано необхідність модернізації геометрії існуючого конструктивного прототипу камери згоряння з двоступінчастим впорскуванням пари для її повної адаптації до роботи на водневому паливі, зокрема з урахуванням особливостей швидкої кінетики горіння та підвищеної схильності до формування термічного NO_x .

7. Розроблено реакторну модель камери згоряння ГТА контактного типу, що працює на водні, та досліджено можливості оптимізації робочого процесу з впорскуванням пари з метою подальшого зниження емісії азотовмісних сполук при збереженні високих енергетичних показників.

8. Теоретично визначено раціональні співвідношення масових витрат потоків у камері згоряння контактного газотурбінного агрегату зі ступінчастим впорскуванням пари: відношення витрат первинного і вторинного повітря – 0,8–0,9, а екологічної та енергетичної пари – 1,0–1,1 при сталій їх сумарній витраті. За таких умов забезпечується емісія оксидів азоту менше 25 ppmvd (перерахунок на суху суміш з 15 % O_2), що відповідає чинним європейським екологічним нормативам.

9. Сформульовано практичні рекомендації щодо конструктивного вдосконалення камер згоряння ГТА з впорскуванням водяної пари, які сприяють покращенню організації робочого процесу, підвищенню стабільності горіння водню та зменшенню токсичності викидів.

10. Підтверджено практичну значущість отриманих результатів для реалізації стратегії декарбонізації енергетики та зміцнення енергетичної безпеки шляхом розвитку власних водневих технологій, інтеграція яких є одним із пріоритетних напрямів науково-технічного розвитку України.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

[1] United Nations Organization. Adoption of the Paris Agreement: FCCC/CP/2015/L.9. 2015. URL: <https://documents-dds-ny.un.org/doc/UNDOC/LTD/G15/283/07/PDF/G1528307.pdf> (дата звернення: 16.02.2025).

[2] International Energy Agency. Energy Technology Perspectives 2020. 2020. URL: https://iea.blob.core.windows.net/assets/7f8aed40-89af-4348-be19-c8a67df0b9ea/Energy_Technology_Perspectives_2020_PDF.pdf (дата звернення: 16.02.2025).

[3] Beita J., Talibi M., Sadasivuni S., Balachandran R. Thermoacoustic instability considerations for high hydrogen combustion in lean premixed gas turbine combustors: a review. *Hydrogen*. 2021. Vol. 2, № 1. P. 33–57. DOI: 10.3390/hydrogen2010003.

[4] Serbin S., Mostipanenko A., Matveev I. Investigation of the working processes in a gas turbine combustor with steam injection. *ASME/JSME 2011 8th Thermal Engineering Joint Conference: Proceedings of the Conference*, Honolulu, Hawaii, USA, March 13–17, 2011. P. 1–6. DOI: 10.1115/AJTEC2011-44042.

[5] International Energy Agency. The World Energy Employment 2025. 2025. URL: <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/year-on-year-global-change-in-electricity-generation-by-source-2019-2027> (дата звернення: 05.12.2025).

[6] European Commission. Going climate-neutral by 2050. 2019. URL: <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/92f6d5bc-76bc-11e9-9f05-01aa75ed71a1> (дата звернення: 16.02.2025).

[7] Barati S., De Santoli L., Lo Basso G. Modeling and analysis of a micro gas turbine fuelled with hydrogen and natural gas blends. *E3S Web of Conferences*. 2021. Vol. 312. P. 1–13. DOI: 10.1051/e3sconf/202131208012.

[8] Banihabib R., Lingstädt T., Wersland M., Kutne P., Assadi M. Development and testing of a 100 kW fuel-flexible micro gas turbine running on 100% hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2024. Vol. 49. P. 92–111. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2023.06.317.

[9] Joo Y., Kim M., Park J., Park S., Shin J. Hydrogen enriched gas turbine. *Transactions of the Korean Hydrogen and New Energy Society*. 2020. Vol. 31, No. 4. P. 351–362. DOI: 10.7316/KHNES.2020.31.4.351.

[10] McAllister S., Chen J.-Y., Fernandez-Pello A. C. Fundamentals of combustion processes. New York : Springer, 2011. 302 p. DOI: 10.1007/978-1-4419-7943-8.

[11] Nemir G., Hamse H. Hydrogen-fired gas turbine for power generation with exhaust gas recirculation. Academy of Economics, Society and Technology, 2018. 66 p.

[12] Goldmeer J. Power to gas: hydrogen for power generation. General Electric Company, 2019. URL: https://www.gevernova.com/content/dam/gepower/global/en_US/documents/fuel-flexibility/GEA33861-Power-to-Gas-Hydrogen-for-Power-Generation.pdf (дата звернення: 16.02.2025).

[13] Daesik K. Review on the development trend of hydrogen gas turbine combustion technology. *Journal of the Korean Society of Combustion*. 2019. Vol. 24, No. 4. P. 1–10. DOI: 10.15231/jksc.2019.24.4.001.

[14] Siemens Gas and Power GmbH & Co. KG. Hydrogen power with Siemens gas turbines. White paper. 2020. URL: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:223602728> (дата звернення: 16.02.2025).

[15] Pemmi B., Subramanya N., Giridharan M., West J. Aeroderivative gas turbine solutions: a roadmap to 100% hydrogen capability. GE Vernova, 2024. 14 p. URL: <https://www.gevernova.com/gas-power/future-of-energy/hydrogen-fueled-gas-turbines>.

[16] Cecere D., Giacomazzi E., Di Nardo A., Calchetti G. Gas turbine combustion technologies for hydrogen blends. *Energies*. 2023. Vol. 16, 6829. P. 1–29. DOI: 10.3390/en16196829.

[17] Gupta K. K., Rehman A., Sarviya R. M. Bio-fuels for the gas turbine: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2023. Vol. 14. No. 9. P. 2946–2955. DOI: 10.1016/j.rser.2010.07.025.

[18] Yoon J., Joo S., Kim J., Lee M. C., Lee J. G., Yoon Y. Effects of convection time on the high harmonic combustion instability in a partially premixed combustor. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2017. Vol. 36. P. 3753–3761. DOI: 10.1016/j.proci.2016.06.105.

[19] Etheridge C. J. Mars SoLoNOx: Lean premixed combustion technology in production. *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition: Proceedings of the Conference*, The Hague, The Netherlands, June 13–16, 1994. P. 1–8. DOI: 10.1115/94-GT-255.

[20] Sharma S., Chowdhury A., Kumar S. A novel air injection scheme to achieve MILD combustion in a can-type gas turbine combustor. *Energy*. 2020. Vol. 194, 116819. C. 1–13. DOI: 10.1016/j.energy.2019.116819.

[21] Stefanizzi M., Capurso T., Filomeno G., Torresi M., Pascazio G. Recent combustion strategies in gas turbines for propulsion and power generation toward a zero-emissions future: fuels, burners, and combustion techniques. *Energies*. 2021. Vol. 14(20), 6694. P. 1–20. DOI: 10.3390/en14206694.

[22] Tekin N., Ashikaga M., Horikawa A., Funke H. Enhancement of fuel flexibility of industrial gas turbines by development of innovative hydrogen combustion systems. *Gas for Energy*. 2019. No. 2. P. 1–6. URL: https://www.kawasaki-gasturbine.de/files/gfe2_18_fb_Tekin.pdf.

[23] Burunsuz K. S., Kuklinovsky V. V., Serbin S. I. Investigations of the emission characteristics of a gas turbine combustor with water steam injection. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019. No. 2. C. 77–83. DOI: 10.15673/ret.v55i2.1356.

[24] Göke S., Schimek S., Fateev A., Clausen S., Kuhn P., Terhaar S. et al. Investigation of NO_x and CO formation in a premixed swirl-stabilized flame at ultra wet conditions. *47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference &*

Exhibit: Proceedings of the Conference, AIAA 2011-5535, November 17, 2011. P. 1–15. DOI: 10.2514/6.2011-5535.

[25] Betelmal E. H., Naas A. M. Influence of steam injection into combustion chamber on the performance of the combined cycle. *International Journal of Software & Hardware Research in Engineering*. 2018. Vol. 6. Issue 3. P. 1–8. DOI: 10.3923/jeasci.2011.390.396.

[26] Reale F. Effects of steam injection on the permissible hydrogen content and gaseous emissions in a micro gas turbine supplied by a mixture of CH₄ and H₂: a CFD analysis. *Energies*. 2022. Vol. 15, 2914. P. 1–15. DOI: 10.3390/en15082914.

[27] Sehat A., Ommi F., Saboohi Z. Effects of steam addition and/or injection on the combustion characteristics: a review. *Thermal Science*. 2021. Vol. 25. No. 3A. P. 1625–1652. DOI: 10.2298/TSCITSCI191030452S.

[28] Mishra R. S., Agarwal S. Performance parametric analysis of retrofitted gas turbine cycle using STIG and evaporative cooling techniques. *International Journal of Research in Engineering and Innovation*. 2018. Vol. 2. No. 5. P. 469–483.

[29] Ram Kumar P. V., Misra R. S. Thermodynamic analysis on steam injected gas turbine cycle. *International Journal of Advance Research and Innovation*. 2017. Vol. 5. Issue 2. P. 286–289. DOI: 10.51976/ijari.521735.

[30] Göke S., Füre M., Bourque G., Bobusch B., Göckeler K., Krüger O. та ии. Influence of steam dilution on the combustion of natural gas and hydrogen in premixed and rich-quench-lean combustors. *Fuel Processing Technology*. 2013. Vol. 107. P. 14–22.

[31] Agarwal S., Kachhwaha S. S., Mishra R. S. Performance improvement of a simple gas turbine cycle through integration of inlet air evaporative cooling and steam injection. *Journal of Scientific & Industrial Research*. 2011. Vol. 70. P. 544–553.

[32] Shukla A. K., Singh O. Performance evaluation of steam injected gas turbine-based power plant with inlet evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 102. P. 454–464. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.03.136.

[33] Інститут газу НАН України. Парогазова установка за технологією “Водолій”. URL: <https://gas-inst.org.ua/2-7-parogazova-ustanovka-za-tehnologiyu-vodolij/> (дата звернення: 22.01.2025).

[34] Wang A., Sadovnik I., Tao C., Chow J., Sui L., Bottino G. та ін. Computational fluid dynamics simulation of combustion efficiency for full-size upstream flare experiments. *Atmosphere*. 2024. Vol. 15, 800. P. 1–18. DOI: 10.3390/atmos15070800.

[35] Mendes A., Mollaahmetoğlu E. Floating production storage and offloading units and topside facilities. *GiDB | DERGi*. 2019. Vol. 17. P. 15–32. URL: <https://dergipark.org.tr/en/download/article-file/1044251>.

[36] Nord L. O., Bolland O. Design and off-design simulations of combined cycles for offshore oil and gas installations. *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 54. Issue 1. P. 85–91. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.01.022.

[37] MODEC Inc. FPSO/FSO. URL: <https://www.modec.com/business/service/floater/fpso/> (дата звернення: 16.02.2025).

[38] Offshore Engineer. Floating production. The future of offshore energy & technology. 2023. Vol. 48. No. 1. P. 1–74.

[39] Barbosa Y. M., da Silva J. A. M., de O. Junior S. E. A., Torres T. Deep seawater as efficiency improver for cogeneration plants of petroleum production units. *Energy*. 2023. Vol. 177. P. 29–43. DOI: 10.1016/j.energy.2019.04.028.

[40] Montañés R. M., Hagen B., Deng H., Skaugen G., Morin N., Andresen M., Mazzetti M. J. Design optimization of compact gas turbine and steam combined cycles for CHP production in a FPSO system – a case study. *Energy*. 2023. Vol. 282, 128401. DOI: 10.1016/j.energy.2023.128401.

[41] OFFSHORE. FPSO Cidade de Maricá – FPSO Cidade de Saquarema. Floating production storage and offloading. URL: <https://www.sbmooffshore.com/sites/sbm-offshore/files/sbm-offshore/newsroom/press-kit/pdf/cds-cdm.pdf> (дата звернення: 10.05.2023).

[42] Movchan S. N., Romanov V. V., Chobenko V. N., Shevtsov A. P. Contact steam-and-gas turbine units of the “AQUARIUS” type: the present status and future prospects. *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Proceedings of the Conference*, 2009, GT2009-60339. P. 703–709. DOI: 10.1115/GT2009-60339.

[43] Alhuyi Nazari M., Salem M., Assad M. H. Utilization of hydrogen in gas turbines: a comprehensive review. *International Journal of Low-Carbon Technologies*. 2022. Vol. 17. P. 513–519. DOI: 10.1093/ijlct/ctac025.

[44] Varia N., Patel D., Reddy Bale V., Srinivas T. Effects of steam injection on the performance of natural gas combined cycle power generation system. *CSME International Congress 2018, Proceedings of the Conference*, Toronto, Canada, 2018.

[45] Harutyunyan A., et al. Energy and exergy analysis of a hydrogen-powered gas turbine operating in gas-steam system. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024. Vol. 2812, 012009.

[46] Сербін С. І., Шмарков О. А. Обґрунтування можливостей використання водню в якості палива для ГТД контактного типу. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : Торубара В.В., 2022. С. 130–132.

[47] Shmarkov O. Possibilities of using hydrogen fuel in hybrid gas-steam units. Innovative Approaches to Solving Scientific Problems: *Proceedings of the XIX International Scientific and Practical Conference*. Tokyo, Japan, 16–19 May 2023. P. 421–423.

[48] Діасамідзе Б.Т., Шмарков О.А. Можливості використання газотурбінних двигунів у морському транспорті. *Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : Торубара В.В., 2023. С. 44–49.

[49] Сербін С. І., Діасамідзе Б. Т., Шмарков О. А. Можливості застосування водневого палива при роботі камери згоряння гібридної газотурбінної установки. *Суднова енергетика: стан і проблеми: Матеріали XI Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : Торубара В.В., 2023. С. 41–44.

- [50] ANSYS Inc. ANSYS FLUENT 14.5 Theory Guide. 2012. 1069 p.
- [51] Tamrat S., Ramayya V., Babu Nallamothe R., Seifu Y. CFD Analysis of Sector Combustion Simulation in Four Stroke Direct Injection Diesel Engine. *Engineering and Technology Journal*. 2023. Vol. 08. Issue 03. P. 2062–2068. DOI: 10.47191/etj/v8i3.10.
- [52] Agarwal A., Kalenga M. K. W., Ilunga M. CFD Simulation of Fluid Flow and Combustion Characteristics in Aero-Engine Combustion Chambers with Single and Double Fuel Inlets. *Processes*. 2025. Vol. 13, 124. P. 1–22. DOI: 10.3390/pr13010124.
- [53] Reale F. Effects of Steam Injection on the Permissible Hydrogen Content and Gaseous Emissions in a Micro Gas Turbine Supplied by a Mixture of CH₄ and H₂: A CFD Analysis. *Energies*. 2022. Vol. 15, No. 8. Art. №2914. DOI: 10.3390/en15082914.
- [54] Torresi M., Saponaro A., Camporeale S. M., Fortunato B. CFD Analysis of the Flow Through Tube Banks of HRSG. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo, 2008: Power for Land, Sea and Air*. Berlin, Germany, 2008. P. 327–337. DOI: 10.1115/1.4053898.
- [55] Serbin S., Washchilenko N., Dzida M., Kowalski J. Parametric analysis of the efficiency of the combined gas-steam turbine unit of a hybrid cycle for the FPSO vessel. *Polish Maritime Research*. 2021. № 112(4). P. 122–132. DOI: 10.2478/pomr-2021-0054.
- [56] Arroyo J., Pérez L., Cuervo-Piñera V. CFD Modeling and Validation of Blast Furnace Gas/Natural Gas Mixture Combustion in an Experimental Industrial Furnace. *Processes*. 2023. Vol. 11, 332. P. 1–22. DOI: 10.3390/pr11020332.
- [57] Lovella Y. G., Moya I. H., Jayasuriya J., Blondeau J. Reynolds-average Navier-Stokes turbulence models assessment: A case study of CH₄/H₂/N₂-air reacting jet. *Heliyon*. 2024. Vol. 10, E26956. P. 1–19. DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e26956.

[58] Jung L., Mages A., Sauer A. Numerical Investigation and Simulation of Hydrogen Blending into Natural Gas Combustion. *Energies*. 2024. Vol. 17, 3819. P. 1–15. DOI: 10.3390/en17153819.

[59] Carre Q. Turbulence modelling for CFD: Bachelor End Project Final Report. Eindhoven : Eindhoven University of Technology, 2023. 39 p. URL: <https://research.tue.nl/en/studentTheses/turbulence-modelling-for-cfd>.

[60] Padmanabhan N. Recent Advancements in Large Eddy Simulations of Compressible Real Gas Flows. Computational Fluid Dynamics – Analysis, Simulations, and Applications / Ed. Baccouch M. 2024. DOI: 10.5772/intechopen.1005573.

[61] Gicquel L. Y. M., Staffelbach G., Poinot T. Large Eddy Simulations of gaseous flames in gas turbine combustion chambers. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2012. Vol. 38. P. 782–817. DOI: 10.1016/j.pecs.2012.04.004.

[62] Malikov Z. Mathematical model of turbulence based on the dynamics of two fluids. *Applied Mathematical Modelling*, 2020. Vol. 82. P. 409–436. DOI: 10.1016/j.apm.2020.01.047.

[63] Launder B. E., Spalding D. B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. London: Academic Press, 1972. 327 p.

[64] Сполдинг Д. Б. Горение и массообмен / Д. Б. Сполдинг; пер. с англ. Р. Н. Гизатуллина и В. И. Ягодкина; под ред. В. Е. Дорошенко. М. : Машиностроение, 1985. 240 с.

[65] Law W. P., Gimbun J. A CFD study of a partial combustion lance. *Journal of Engineering Science and Technology*. 2015. Special Issue. P. 68–78. DOI: 10.14456/jest.2015.1.

[66] Hajivand M. High-fidelity RANS CFD simulations of physico-chemical process of combustion in gas turbine combustion chambers in ANSYS CFX. *Energy Engineering and Control Systems*. 2024. Vol. 10. No. 2. P. 81–95. DOI: 10.23939/jeecs2024.02.081.

[67] Veynante D. Large eddy simulations of turbulent combustion. Turbulence and Interactions. Springer, 2009. P. 113–138.

[68] Suo Y., Wang X., Huo H., Sun W., Yang V. An efficient finite-rate chemistry model for a preconditioned compressible flow solver and its comparison with the flamelet/progress-variable model. *Combustion and Flame*. 2019. Vol. 210. P. 172–182. DOI: 10.1016/j.combustflame.2019.08.035.

[69] Hsieh S.-Y., Yang V. A preconditioned flux-differencing scheme for chemically reacting flows at all Mach numbers. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*. 1997. Vol. 8. No. 1. P. 31–49. DOI: 10.1080/10618569708940794.

[70] Shuen J.-S., Chen K.-H., Choi Y. A coupled implicit method for chemical non-equilibrium flows at all speeds. *Journal of Computational Physics*. 1993. Vol. 106. No. 2. P. 306–318. DOI: 10.1016/S0021-9991(83)71110-1.

[71] Smagorinsky J. General circulation experiments with the primitive equations: I. The basic experiment. *Monthly Weather Review*. 1963. Vol. 91. No. 3. P. 99–164.

[72] Bahramian A., Maleki M., Medi B. CFD modeling of flame structures in a gas turbine combustion reactor: velocity, temperature, and species distribution. *International Journal of Chemical Reactor Engineering*. 2017. Art. 20160076. DOI: 10.1515/ijcre-2016-0076.

[73] Holler T., Komen E. M. J., Kljenak I. Use of Eddy Break-Up combustion models for simulation of large-scale hydrogen deflagration experiments. *Nuclear Engineering and Design*. 2022. Art. 111627. DOI: 10.1016/j.nucengdes.2021.111627.

[74] Péquin A., Evans M., Chinnici A., Medwell P., Parente A. The reactor-based perspective on finite-rate chemistry in turbulent reacting flows: a review from traditional to low-emission combustion. *Applications in Energy and Combustion Science*. 2023. Vol. 16. DOI: 10.1016/j.jaecs.2023.100201.

[75] Meneveau C., Poinso T. Stretching and quenching of flamelets in premixed turbulent combustion. *Combustion and Flame*. 1991. Vol. 86. No. 4. P. 311–332. DOI: 10.1016/0010-2180(91)90126-V.

[76] Spalding D. B. Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames. *Symposium (International) on Combustion. Thirteenth symposium*. Vol. 13. No. 1. 1971. P. 649–657. DOI: 10.1016/S0082-0784(71)80067-X.

[77] Magnussen B. F., Hjertager B. H. On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. *Symposium (International) on Combustion*. Vol. 16. No. 1. 1977. P. 719–729. DOI: 10.1016/S0082-0784(77)80366-4.

[78] Magnussen B. On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reaction in turbulent flow. *19th Aerospace Sciences Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 1981. DOI: 10.2514/6.1981-42.

[79] Magnussen B. F. The Eddy Dissipation Concept: A Bridge Between Science and Technology. *ECCOMAS Thematic Conference on Computational Combustion*, Lisbon, 21–24 June 2005.

[80] Ertesvåg I. S., Magnussen B. J. The eddy dissipation turbulence energy cascade model. *Combustion Science and Technology*. 2000. Vol. 159. No. 1. P. 213–235.

[81] De A., Oldenhof E., Sathiah P., Roekaerts D. Numerical simulation of Delft-Jet-in-Hot-Coflow (DJHC) flames using the eddy dissipation concept model for turbulence-chemistry interaction. *Flow, Turbulence and Combustion*. 2011. Vol. 87. P. 537–567. DOI: 10.1007/s10494-011-9.

[82] Snegirev A. Y. Perfectly stirred reactor model to evaluate extinction of diffusion flame. *Combustion and Flame*. 2015. Vol. 162. P. 3622–3631. DOI: 10.1016/j.combustflame.2015.06.019.

[83] Bima A. Putra, Ertesvåg I. S. Investigations of the extended Eddy Dissipation Concept formulation for weakly turbulent and slow chemistry flames. *Fuel*. 2023. Vol. 352. Art. №129013.

[84] Serbin S., Burunsuz K., Chen D. Investigation of the characteristics of a gas turbine combustion chamber with steam injection operating on hydrogen-

containing mixtures and hydrogen. *International Journal of Chemical Engineering*. 2022. Vol. 2022. P. 1–12.

[85] Serbin S. I., Kozlovskyi A. V., Burunsuz K. S. Investigations of nonstationary processes in low emissive gas turbine combustor with plasma assistance. *IEEE Transactions on Plasma Science*. 2016. Vol. 44. No. 12. P. 2960–2964.

[86] Shmarkov O., Serbin S., Bondarenko M. Utilizing CFD technology in the design of the combustion chamber for the hydrogen-powered hybrid energy system. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2023. ICTM 2023. Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham : Springer, 2024. Vol. 1008. P. 409–419. DOI: [10.1007/978-3-031-61415-6_35](https://doi.org/10.1007/978-3-031-61415-6_35).

[87] Сербін С. І., Шмарков О. А. Характеристики камери згоряння гібридної газопарової установки, що працює на водневому паливі, для судна FPSO. *Shipbuilding and Marine Infrastructure*. Миколаїв: НУК, 2023. № 1 (17). С. 22–30. DOI: [https://doi.org/10.15589/smi2022.1\(17\).03](https://doi.org/10.15589/smi2022.1(17).03).

[88] Marine gas turbines and propulsion plants. SE GTR&PC «Zorya-Mashproekt», 2016.

[89] Сербін С. І., Шмарков О. А. Параметри гібридної газопарової установки, що працює на водневому паливі. *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв: НУК, 2023. № 1 (490). С. 103–110. DOI: [https://doi.org/10.15589/znp2023.1\(490\).13](https://doi.org/10.15589/znp2023.1(490).13)

[90] Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навч. посіб. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.

[91] Cherednichenko O. K., Serbin S. I. Termohimichni tehnologii dlia energetichnih moduliv plavuchih ob'ektiv naftogazovidobutku ta suden-gazovoziv: monograph. Mykolaiv: Torubara, 2020. 132 p.

[92] Carusotto S., Goel P., Baratta M., Misul D. A., Salvadori S., Cardile F., Forno L., Toppino M., Valsania M. Combustion characterization in a diffusive gas

turbine burner for hydrogen compliant applications. *Energies*. 2022. Vol. 15. Art. №4117.

[93] Шмарков О. А. Використання детальних кінетичних моделей горіння водню при CFD-моделюванні процесів у газотурбінних установках офшорних суден. *Shipbuilding and Marine Infrastructure*. Миколаїв : НУК, 2024. № 1 (18). С. 18–26. DOI: 10.15589/smi2024.1(18).03.

[94] Conaire M. O., Curran H. J., Simmie J. M., Pitz W. J., Westbrook C. K. A comprehensive modeling study of hydrogen oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*. 2004. Vol. 36. No. 11. P. 603–622. DOI: 10.1002/kin.20036.

[95] Drake M. C., Blint R. J. Thermal NO_x in stretched laminar opposed-flow diffusion flames with CO/H₂/N₂ fuel. *Combustion and Flame*. 1989. Vol. 76. No. 2. P. 151–167. DOI: 10.1016/0010-2180(89)90064-3.

[96] CHEMKIN. CHEMKIN Tutorials Manual. 2011. 274 p.

[97] Zel'dovič Y. B. The oxidation of nitrogen in combustion explosions. *Acta Physicochimica*. 1946. Vol. 21. P. 577–628. DOI: 10.1515/9781400862979.404.

[98] Діасамідзе Б. Т. Підвищення ефективності двопаливних камер згоряння газотурбінних двигунів використанням плазмохімічних елементів: дис. Миколаїв, 2023. 184 с.

[99] FPSO MIAMTE MV34 - IMO 9416692. 2023. URL: <https://www.shipspotting.com/photos/3483441?navList=moreOfThisShip&imo=9416692&lid=3413030>.

[100] Siemens Gas and Power GmbH & Co. KG. Siemens gas turbine portfolio. Erlangen, Germany: Siemens, 2019.

[101] Shmarkov O., Serbin S., Korobko V. Using Detailed Kinetic Schemes for CFD Calculations of Hydrogen-Fueled Gas Turbine Combustion Chamber Processes. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2024: Proceedings of the XIX International Scientific and Practical Conference, ICTM 2024*. Cham: Springer, 2025. Vol. 1474. P. 1–10. DOI: 10.1007/978-3-031-94852-7_17.

[102] The European Parliament and The Council of The European Union. DIRECTIVE 2010/75/EU of 24 November 2010 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control). Official Journal of the European Union. 2010. L 334/17. C. 103.

[103] ANSYS, Inc. Chemkin-Pro. Chemistry Simulation for More Efficient Designs. 2016. URL: https://www.tensor2.vectorpixel.ro/pdf_produce/30_ANSYS%20Chemkin-Pro%20-%20Brochure.pdf (дата звернення: 13.11.2025).

[104] Zihao W., Zhe W. Towards foundation model for chemical reactor modeling: Meta-learning with physics-informed adaptation. *Chemical Engineering Research and Design*. 2025. Vol. 218. P. 839–853. DOI: 10.1016/j.cherd.2025.05.015.

[105] Gao J. A Report on Perfectly Stirred Reactor. 2019. URL: https://www.researchgate.net/publication/341606311_A_Report_on_Perfectly_Stirred_Reactor (дата звернення: 13.11.2025).

[106] Foutch G. L., Gary A. H. Reactors in Process Engineering. Encyclopedia of Physical Science and Technology. 3rd ed. 2003. P. 23–43. DOI: 10.1016/B0-12-227410-5/00654-2.

[107] Kotov V., Koelman P. M. J. Plug flow reactor model of the plasma chemical conversion of CO₂. *Plasma Sources Sci. Technol.* 2019. Vol. 28, 095002. DOI: 10.1016/j.cherd.2025.05.015.

[108] Schmidt L. D. The engineering of chemical reaction. New York: Oxford University Press, 1998. 554 p.

[109] Chimene O. W. Plug Flow Reactor (PFR) Design for the Production of 100,000 tons per year of Cumene from the Catalytic Alkylation of Propylene and Benzene. Journal of Engineering Research Innovation and Scientific Development. 2024. Vol. 2. No. 2. P. 24–33. DOI: <https://doi.org/10.61448/jerisd22244>.

[110] Lutz A. E., Kee R. J., Miller J. A. SENKIN: A Fortran Program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics with Sensitivity Analysis. Sandia Report SAND87-8248, 1987. 32 p.

[111] Rogers R. R., Yau M. K. A Short Course in Cloud Physics. 3rd ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1989. Ch. 4. 290 p.

[112] Kee R. J., Rupley F. M., Miller J. A. Chemkin-II: A Fortran Chemical Kinetics Package for the Analysis of Gas Phase Chemical Kinetics. Sandia Report SAND89-8009B, 1989. 127 p.

[113] CHEMKIN. Ansys Chemkin-Pro Theory Manual. 2023. URL: https://www.scribd.com/document/629882616/Ansys-Chemkin-Pro-Theory-Manual?language_settings_changed=English (дата звернення: 13.11.2025).

[114] Сербін С. І., Шмарков О. А. Використанням реакторної моделі для прогнозування екологічних параметрів камери згоряння з впорскуванням пари, що працює на водні. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : Матеріали Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : НУК, 2025. С. 382–386.

[115] Serbin S., Shmarkov O. Hybrid Gas and Steam Turbine Power Plant for FPSO Vessel. *IET Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2023. Issue 31. P. 533–536.

[116] Сербін С. І., Шмарков О. А. Оптимізація екологічних параметрів камери згоряння контактного газотурбінного двигуна, що працює на водні, з використанням реакторної моделі. *Збірник наукових праць НУК*. Миколаїв : НУК, 2025. № 2 (500). С. 119–125. DOI: 10.15589/znп2025.2(500).17.

[117] Сербін С. І., Шмарков О. А., Daifen Chen., Jianming Zhang. Підвищення якості розрахунків роботи камери згоряння з впорскуванням пари шляхом застосування багаторівневих механізмів окиснення палива. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали Міжн. наук.-техн. конференції*. Миколаїв : Іліон, 2024. С. 144–146.

[118] S. Serbin, O. Shmarkov, O. Cherednichenko, B. Lychko, N. Korobyeynikova, K. Burunsuz. Hydrogen-Powered Combined Gas and Steam Energy System. *Proceedings of 29th International Scientific Conference. Transport Means 2025*. Klaipeda: TECHNOLOGIJA, 2025. pp. 41-46. DOI: <https://drive.google.com/file/d/13aqjL0IOWO85vJ2FMylfPtZf4xFQCHnM/view?usp=sharing> (ISSN 1822-296 X (print); ISSN 2351-7034 (on-line)).

ДОДАТОК А.

Модель горіння водневого палива [94]

№	Реакція	A	n	Ea (cal/mol)
1	$\text{H} + \text{O}_2 = \text{O} + \text{OH}$	1.915E+14	0.00	1.644E+04
2	$\text{O} + \text{H}_2 = \text{H} + \text{OH}$	5.080E+04	2.67	6.292E+03
3	$\text{OH} + \text{H}_2 = \text{H} + \text{H}_2\text{O}$	2.160E+08	1.51	3.430E+03
4	$\text{O} + \text{H}_2\text{O} = \text{OH} + \text{OH}$	2.970E+06	2.02	1.340E+04
5	$\text{H}_2 + \text{M} = \text{H} + \text{H} + \text{M}$	4.577E+19	-1.40	1.044E+05
6	$\text{O}_2 + \text{M} = \text{O} + \text{O} + \text{M}$	4.515E+17	-0.64	1.189E+05
7	$\text{OH} + \text{M} = \text{O} + \text{H} + \text{M}$	9.880E+17	-0.74	1.021E+05
8	$\text{H}_2\text{O} + \text{M} = \text{H} + \text{OH} + \text{M}$	1.912E+23	-1.83	1.185E+05
9	$\text{H} + \text{O}_2(+\text{M}) = \text{HO}_2(+\text{M})$	1.475E+12	0.60	0.000E+00
10	$\text{HO}_2 + \text{H} = \text{H}_2 + \text{O}_2$	1.660E+13	0.00	8.230E+02
11	$\text{HO}_2 + \text{H} = \text{OH} + \text{OH}$	7.079E+13	0.00	2.950E+02
12	$\text{HO}_2 + \text{O} = \text{OH} + \text{O}_2$	3.250E+13	0.00	0.000E+00
13	$\text{HO}_2 + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2$	2.890E+13	0.00	-4.970E+02
14	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{O}_2 = \text{HO}_2 + \text{HO}_2$	4.634E+16	-0.35	5.067E+04
15	$\text{H}_2\text{O}_2(+\text{M}) = \text{OH} + \text{OH}(+\text{M})$	2.951E+14	0.00	4.843E+04
16	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{H} = \text{H}_2\text{O} + \text{OH}$	2.410E+13	0.00	3.970E+03
17	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{H} = \text{H}_2 + \text{HO}_2$	6.025E+13	0.00	7.950E+03
18	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{O} = \text{OH} + \text{HO}_2$	9.550E+06	2.00	3.970E+03
19	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{HO}_2$	1.000E+12	0.00	0.000E+00
20	$\text{O} + \text{N}_2 = \text{N} + \text{NO}$	1.9E+14	0.000	76250.0
21	$\text{NO} + \text{H} = \text{N} + \text{OH}$	1.3E+14	0.000	49200.0
22	$\text{O} + \text{NO} = \text{N} + \text{O}_2$	2.4E+09	1.000	38640.0
23	$\text{NO} + \text{HO}_2 = \text{NO}_2 + \text{OH}$	2.1E+12	0.000	-480.0
24	$\text{NO}_2 + \text{M} = \text{NO} + \text{O} + \text{M}$	1.1E+16	0.000	66000.0
25	$\text{NO}_2 + \text{H} = \text{NO} + \text{OH}$	3.5E+14	0.000	1500.0
26	$\text{NO}_2 + \text{O} = \text{NO} + \text{O}_2$	1.E+13	0.000	600.0
27	$\text{HNO} + \text{M} = \text{H} + \text{NO} + \text{M}$	1.5E+16	0.000	48680.0
28	$\text{HNO} + \text{H} = \text{H}_2 + \text{NO}$	5.E+12	0.000	0.0
29	$\text{HNO} + \text{OH} = \text{NO} + \text{H}_2\text{O}$	3.6E+13	0.000	0.0
30	$\text{NH}_3 + \text{M} = \text{NH}_2 + \text{H} + \text{M}$	1.4E+16	0.060	90600.0
31	$\text{NH}_3 + \text{H} = \text{NH}_2 + \text{H}_2$	7.E+06	2.390	10171.0
32	$\text{NH}_3 + \text{O} = \text{NH}_2 + \text{OH}$	2.1E+13	0.000	9000.0
33	$\text{NH}_3 + \text{OH} = \text{NH}_2 + \text{H}_2\text{O}$	2.E+06	2.040	566.0
34	$\text{NH}_2 + \text{H} = \text{NH} + \text{H}_2$	6.9E+13	0.000	3650.0
35	$\text{NH}_2 + \text{O} = \text{NH} + \text{OH}$	6.8E+12	0.000	0.0
36	$\text{NH}_2 + \text{O} = \text{HNO} + \text{H}$	6.6E+14	-0.500	0.0
37	$\text{NH}_2 + \text{OH} = \text{NH} + \text{H}_2\text{O}$	4.5E+12	0.000	2200.0
38	$\text{NH}_2 + \text{N} = \text{N}_2 + \text{H} + \text{H}$	7.2E+13	0.000	0.0
39	$\text{NH}_2 + \text{NO} = \text{N}_2 + \text{H}_2\text{O}$	3.8E+15	-1.250	0.0
40	$\text{NH} + \text{H} = \text{N} + \text{H}_2$	3.E+13	0.000	0.0
41	$\text{NH} + \text{O} = \text{NO} + \text{H}$	2.E+13	0.000	0.0
42	$\text{NH} + \text{OH} = \text{HNO} + \text{H}$	2.E+13	0.000	0.0
43	$\text{NH} + \text{OH} = \text{N} + \text{H}_2\text{O}$	5.E+11	0.500	2000.0
44	$\text{NH} + \text{O}_2 = \text{HNO} + \text{O}$	1.E+13	0.000	12000.0
45	$\text{NH} + \text{O}_2 = \text{NO} + \text{OH}$	1.4E+11	0.000	2000.0
46	$\text{NH} + \text{N} = \text{N}_2 + \text{H}$	3.E+13	0.000	0.0
47	$\text{N}_2\text{H}_2 + \text{M} = \text{NNH} + \text{H} + \text{M}$	5.E+16	0.000	50000.0

№	Реакція	A	n	Ea (cal/mol)
48	$\text{N}_2\text{H}_2 + \text{H} = \text{NNH} + \text{H}_2$	5.E+13	0.000	1000.0
49	$\text{NNH} + \text{M} = \text{N}_2 + \text{H} + \text{M}$	2.E+14	0.000	20000.0
50	$\text{NNH} + \text{H} = \text{N}_2 + \text{H}_2$	3.7E+13	0.000	3000.0
51	$\text{NNH} + \text{NO} = \text{N}_2 + \text{HNO}$	5.E+13	0.000	0.0
52	$\text{NH}_2 + \text{NH} = \text{N}_2\text{H}_2 + \text{H}$	5.E+13	0.000	0.0
53	$\text{NH}_2 + \text{NO} = \text{NNH} + \text{OH}$	8.8E+15	-1.250	0.0
54	$\text{NH} + \text{NO} = \text{N}_2\text{O} + \text{H}$	4.3E+14	-0.500	0.0
55	$\text{N}_2\text{O} + \text{H} = \text{N}_2 + \text{OH}$	7.6E+13	0.000	15200.0
56	$\text{N}_2\text{O} + \text{O} = \text{NO} + \text{NO}$	1.E+14	0.000	28200.0
57	$\text{N}_2\text{O} + \text{O} = \text{N}_2 + \text{O}_2$	1.E+14	0.000	28200.0
58	$\text{N}_2\text{O} + \text{M} = \text{N}_2 + \text{O} + \text{M}$	1.6E+14	0.000	51600.0

ДОДАТКИ Б. Документи про впровадження роботи



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА**

54007, м. Миколаїв, пр. Героїв України 9, тел./факс +38(0512) 42-42-80, e-mail: university@nuos.edu.ua



«ЗАТВЕРДЖУЮ»
ректор Національного
університету кораблебудування
імені адмірала Макарова,
д.т.н., професор

Євген ТРУШЛЯКОВ

02 2026 р.

АКТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи **Шмаркова Олександра Андрійовича**
«Ефективність камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що
працює на водні» у навчальний процес Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова

Даний акт свідчить про те, що отримані Шмарковим О.А. результати досліджень з напрямку підвищення ефективності суднових та стаціонарних енергетичних установок та математична модель робочого процесу в камерах згоряння газотурбінних двигунів, що працюють на водні, впроваджено в навчальний процес Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова і використовується при читанні курсів лекцій з дисциплін «Теорія робочих процесів газотурбінних установок», «Комп'ютеризовані системи проектування газотурбінних установок», а також при виконанні дипломних проєктів та магістерських робіт за спеціальністю G11 «Машинобудування» (142 «Енергетичне машинобудування») – освітньо-професійна програма «Газотурбінні установки і компресорні станції».

Заступник директора Машинобудівного
навчально-наукового інституту НУК,
к.т.н., доцент

Богдан ЛИЧКО



P&O Maritime Ukraine LLC
 Company Number 41350671
 Building 60, Oleksiy Stavnitsers sreet,
 Vizirka village, Limanskiy district,
 Odessa region,
 Ukraine, 67543
www.pomaritime.com

Пі енд Оу Мерітайм Юкрейн ТОВ
 Код за ЄДРПОУ 41350671
 67543, Україна, Одеська обл.,
 Лиманський район, с. Визирка,
 вул. Олексія Ставніцера, 60
www.pomaritime.com

АКТ

Використання результатів дисертаційного дослідження Шмаркова Олександра Андрійовича
 “Ефективність камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні”

Дисертаційне дослідження Шмаркова О.А. “Ефективність камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні” присвячено питанню підвищення ефективності газотурбінних двигунів суднового і стаціонарного призначення та переведенню їх на роботу на газоподібному водні.

Необхідність виконання вимог законодавчих актів міжнародних організацій, в тому числі Міжнародної морської організації (ІМО), щодо зниження впливу енергетики на навколишнє середовище визначає актуальність дослідження, спрямованого на розробку ефективних газотурбінних установок, працюючих на безвуглецевих паливах.

Розповсюдженою практикою у сфері розвитку альтернативних джерел енергії та використання нових видів палива є застосування плавучих платформ видобутку, збереження та транспортування типу FPSO (Floating Production, Storage and Offloading). Такі платформи (судна) дають можливість видобутку вуглеводнів у віддалених районах океану та спрощують процес їх зберігання та перевезення.

Автором запропоновані нові технічні рішення, які доводять перспективність використання газотурбінних установок вітчизняних виробників на подібних суднах. Значимість цих рішень доведена результатами тривимірних розрахунків енергетичних і екологічних характеристик камер згоряння газотурбінних двигунів, що працюють на водні. Відмітимо, що розрахункові екологічні параметри запропонованого паливоспалюючого пристрою задовольняють вимогам ІМО на викиди токсичних компонентів.

Результати дисертаційного дослідження Шмаркова О.А. “Ефективність камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні” представляють теоретичний і практичний інтерес та можуть бути використані при модернізації перспективних суднових комбінованих установок з низькими викидами шкідливих компонентів.

ТОВ “ПІ ЕНД ОУ МЕРІТАЙМ ЮКРЕЙН”

Одеса, Україна

Технічний Суперінтендант



Костянтин ГУРИН

17.02.2016



Zaliv Ship Design, LLC

www.zalivdesign.com

info@zalivdesign.com

Mala Morska str. 108/5, office 402

Mykolaiv, Ukraine, 54002

tel.: +380512 76 54 00, fax: +380512 765003

АКТ ВИКОРИСТАННЯ

результатів дисертаційного дослідження Шмаркова О.А. "Ефективність камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні"

За ініціативою Машинобудівного навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова Шмарков Олександр Андрійович виконав дисертаційне дослідження ефективності використання газоподібного водню в камерах згоряння газотурбінних установок для суден FPSO.

Дисертація присвячена розв'язанню науково-прикладного завдання підвищення ефективності та екологічної чистоти камер згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу, що працюють на чистому водні, за рахунок вибору їх раціональних режимних і геометричних параметрів. Дослідження ефективності роботи камер згоряння з впорскуванням водяної пари, що працюють на водні, та отримання показників їх емісії відповідає актуальним запитам галузі турбобудування та енергетики, які спрямовано на покращення та вирішення енергетичних і екологічних проблем.

Автор розробив схему гібридної газопарової установки, яка складається з базового ГТД простої схеми з теплоутилізуючим контуром та контактного газотурбінного агрегату з впорскуванням водяної пари в камеру згоряння. Він розробив тривимірну математичну модель камери згоряння, що працює на водні, та провів необхідні розрахунки робочого процесу камери згоряння з впорскуванням пари. Отримані значення емісії оксидів азоту (менш ніж 25 ppmvd у перерахунку на суху суміш з 15 % вмістом кисню) відповідають Європейським нормам на викиди токсичних компонентів газотурбінними двигунами.

Наукове значення роботи полягає у розширенні знань про фізико-хімічні процеси в камерах згоряння газотурбінних агрегатів контактного типу для суден типу FPSO, що працюють на чистому водні з урахуванням підведення екологічної і енергетичної пари в жарову трубу.

Результати досліджень використовуються при розгляді питань з обґрунтування можливостей використання газотурбінних двигунів вітчизняного виробництва в якості основного елемента декарбонізованих енергетичних систем для об'єктів морської інфраструктури.

Результати дисертаційного дослідження "Ефективність камери згоряння газотурбінного агрегату контактного типу, що працює на водні" є цінними для практики, дають поштовх розвитку наукового напрямку розробки енергетичних установок, що працюють на альтернативних видах палив.

Директор ТОВ "Залів Шіп Дизайн"

Приходько В.К.

Zaliv Ship Design, LLC

Mala Morskastr 108/5, office 402, Mykolaiv, Ukraine, 54001, tel.: +38 (0512) 765400, fax: +38 (0512) 765003

e-mail: info@zalivdesig.com Website:

www.zalivdesign.com

16.02.2026

