



Serhiy I. Serbin
Сербін Сергій
Іванович

УДК 621.45.034

CO-COMBUSTION OF AMMONIA AND HYDROGEN IN THE GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER WITH STEAM INJECTION

**СУМІСНЕ СПАЛЮВАННЯ АМІАКУ І ВОДНЮ В КАМЕРІ
ЗГОРЯННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА З ВПОРСКУВАННЯМ
ВОДЯНОЇ ПАРИ**

DOI [https://doi.org/10.15589/smi2025.2\(21\).10](https://doi.org/10.15589/smi2025.2(21).10)



**Bohdan
M. Lychko**
Личко Богдан
Михайлович

Serhiy I. Serbin

Сербін Сергій Іванович,
докт. техн. наук, проф.
serhiy.serbin@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0002-3423-2681

Bohdan M. Lychko

Личко Богдан Михайлович,
канд. техн. наук, доцент
bogdan.lychko@gmail.com
ORCID: 0000-0003-3943-9689

Mykola S. Bondarenko

Микола Степанович Бондаренко,
канд. техн. наук, доцент
bondarenko.nikola2308@gmail.com
ORCID: 0009-0003-7063-9889



**Mykola S.
Bondarenko**
Бондаренко
Микола
Степанович

Kateryna S. Burunsuz

Катерина Сергіївна Бурунсуз,
канд. техн. наук, доцент
kateryna.burunsuz@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0001-5778-6663

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв



**Kateryna
S. Burunsuz**
Бурунсуз
Катерина
Сергіївна

Abstract. The work is dedicated to investigating the possibilities of co-combustion of ammonia and hydrogen in the combustion chamber of a gas turbine engine with steam injection, used in decarbonized hybrid energy systems with zero carbon emissions. The work aims to study the energy and emission characteristics of a combustion chamber with injection of ecological and energy steam, operating on a mixture of ammonia and hydrogen. The working processes in the combustion chamber of a gas turbine engine with a capacity of 32 MW, operating on a mixture of ammonia and hydrogen, were chosen as the object of the study. To estimate the parameters of a combustion chamber operating on a fuel mixture of ammonia and hydrogen, a method was applied that is based on the representation of the gas turbine engine chamber as a complex of chemical reactors. Each of the reactors simulates key physicochemical processes occurring in the corresponding zones of the flame tube. A mathematical model of the combustion chamber has been developed, where individual reactors reflect the processes in the primary zone (taking into account the injection of steam), the mixing of steam with combustion products, and secondary air with the main flow. The mathematical model is based on solving the mass and energy conservation equations for a chemically active medium. A detailed kinetic mechanism was used to simulate the oxidation reactions

of a mixture of ammonia and hydrogen, including 160 reactions between 27 components. The simulation yielded new information on flame propagation characteristics, temperature distribution, and the content of major pollutants in the exhaust gases. The calculations were performed at a pressure of 2.634 MPa. The results obtained may be useful in the engineering design of combustion chambers of gas turbine units for modern carbon-free hybrid energy systems.

Key words: gas turbine engine; combustion chamber; decarbonization; ammonia; emission of toxic components.

Анотація. Роботу спрямовано на дослідження можливостей сумісного спалювання аміаку та водню в камері згоряння газотурбінного двигуна з впорскуванням водяної пари, що використовується в декарбонізованих суднових гібридних енергетичних системах із нульовими викидами вуглецю. Метою роботи є дослідження енергетичних і емісійних характеристик камери згоряння з впорскуванням екологічної і енергетичної пари, що працює на суміші аміаку та водню. Як об'єкт дослідження вибрано робочі процеси в камері згоряння газотурбінного двигуна потужністю 32 МВт, що працює на суміші аміаку та водню. Для оцінювання параметрів паливоспалювального пристрою було застосовано метод, що базується на уявленні камери газотурбінного двигуна як комплексу хімічних реакторів. Кожен із реакторів моделює ключові фізико-хімічні процеси, що відбуваються у відповідних зонах жарової труби. Розроблено математичну модель камери згоряння, де окремі реактори відображають процеси в первинній зоні (з урахуванням підведення водяної пари), змішування пари з продуктами горіння, а також вторинного повітря з основним потоком. Математична модель базується на розв'язанні рівнянь збереження маси й енергії для хімічно активного середовища. Для моделювання реакцій окиснення суміші аміаку та водню використано детальний кінетичний механізм, що охоплює 160 реакцій між 27 компонентами. За результатами моделювання отримано нову інформацію про характеристики поширення полум'я, розподіл температур і вміст основних забруднювальних речовин у вихідних газах. Розрахунки проводилися за умов тиску 2,634 МПа. Отримані результати можуть бути корисними для інженерного проектування камер згоряння газотурбінних агрегатів для сучасних безвуглецевих гібридних енергетичних систем.

Ключові слова: газотурбінний двигун; камера згоряння; декарбонізація; аміак; водень; емісія токсичних компонентів.

References

- [1] Tornatore, C., Marchitto, L., Sabia, P., & Joannon, M. D. (2022). Ammonia as Green Fuel in Internal Combustion Engines: State-of-the-Art and Future Perspectives. *Front. Mech. Eng., Sec. Engine and Automotive Engineering*, vol. 8.
- [2] Ito, S., Uchida, M., Suda, T., & Fujimori, T. (2020). Development of ammonia gas turbine co-generation technology. *IHI Engineering Review*, 53(1), 1–6.
- [3] Lee, H., & Lee, M. (2021). Recent advances in ammonia combustion technology in thermal power generation system for carbon emission reduction. *Energies*, 14(18), 5604.
- [4] Valera-Medina, A., Xiao, H., Owen-Jones, M., David, W. I. F., & Bowen, P. J. (2018). Ammonia for Power: A Literature Review. *Progress in Energy and Combustion Science*, 69, 63–102.
- [5] Kobayashi, H., Hayakawa, A., Kunkuma, K. D., Somarathne, A., & Okafor, E. C. (2019). Science and Technology of Ammonia Combustion. *Proceedings of the Combustion Institute*, 37(1), 109–133.
- [6] Li, J., Lai, S., Chen, D., Wu, R., Kobayashi, N., Deng, L., & Huang, H. (2021). A Review on Combustion Characteristics of Ammonia as a Carbon-Free Fuel. *Frontiers in Energy Research*, 9, 760356.
- [7] Langella, G., Sorrentino, G., Sabia, P., Ariemma, G.B., Amoresano, A., & Iodice, P. (2023). Ammonia as a Fuel for Gas Turbines: Perspectives and Challenges. *Journal of Physics: Conference Series*, 2648, 012009.
- [8] Vega, L. J., & O'Connell, A. (2024). Investigation of Ammonia for Combustion Turbines (IACT), GTI Energy. Retrieved from https://www.hydrogen.energy.gov/docs/hydrogenprogramlibraries/pdfs/review24/fe011_oconnell_2024_oe0995a72-c4cf-4d72-aabb-d504342b9a48.pdf?sfvrsn=229f6daa_3.
- [9] Serbin, S., Burunsuz, K., Dzida, M., Kowalski, J., & Chen, D. (2022). Investigation of ecological parameters of a gas turbine combustion chamber with steam injection for the floating production, storage, and offloading vessel. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 13(3), 873–888.

- [10] Rocha, R. C., Costa, M., & Bai, X. S. (2021). Combustion and emission characteristics of ammonia under conditions relevant to modern gas turbines. *Combust. Sci. Technol.*, 193(14), 1–20.
- [11] Jójka, J., & Ślefarski, J. (2021). Emission Characteristics for Swirl Methane–Air Premixed Flames with Ammonia addition. *Energies*, 14(662), 1–19.
- [12] Li, J., Huang, H., Kobayashi, N., He, Z., & Nagai, Y. (2014). Study on using hydrogen and ammonia as fuels: Combustion characteristics and NO_x formation. *Int. J. Energy Res.*, 38, 214–223.
- [13] Mitsubishi Power, Mitsubishi Power commences development of world's first ammonia-fired 40MW class gas turbine system.
- [14] Romanovskyy, G. F., Serbin, S. I., & Patlaychuk, V. M. (2005). Suchasni hazoturbinni ahrehaty. Navchalnyy posibnyk. Mykolayiv: NUS, 344 p.
- [15] Movchan, S. N., Romanov, V. V., Chobenko, V. N., & Shevtsov, A. P. (2009). Contact steam-and-gas turbine units of the aquarius type the present status & future prospects. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, 4, 703–709.
- [16] Kee, R. J., Rupley, F. M., & Miller, J. A. (1989). Chemkin-II: A Fortran Chemical Kinetics Package for the Analysis of Gas Phase Chemical Kinetics. *Sandia Report SAND89-8009B*, 127 p.
- [17] Lutz, A. E., Kee, R. J., & Miller, J. A. (1987). SENKIN: A Fortran Program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics with Sensitivity Analysis. *Sandia Report SAND87-8248*, 32 p.
- [18] Chen, D., Serbin, S., & Burunsuz, K. (2024). Features of a gas turbine combustion chamber in operation with gaseous ammonia. *Fuel*, 372, 132149.
- [19] Li, Y., Jin, Z., Wang, Z., Tan, H., Jia, Z., Cui, B., Zhou, S., & Bai, F. (2023). Evaluation, Reduction, and Validation of a New Skeletal Mechanism for the Cofiring of NH₃ and CH₄. *ACS Omega*, 8, 47113–47122.
- [20] Chemkin Theory Manual (2016). Retrieved from: https://personal.ems.psu.edu/~radovic/ChemKin_Theory_PaSR.pdf.

Постановка задачі. Використання аміаку як альтернативного палива для газотурбінних двигунів, зокрема для суднового використання, відкриває нові перспективи для декарбонізації енергетичних установок [1, 2].

Незважаючи на переваги, використання аміаку супроводжується низкою технічних труднощів, а саме [3–5]:

1. Низька реактивність і вузький діапазон займання, що ускладнює стабільне горіння і підвищує ризики згасання.

2. Високі викиди оксидів азоту NO_x через присутність азоту в складі палива, що є шкідливим для довкілля та здоров'я людини.

3. Потенційна токсичність незгорілого аміаку, що потребує особливих заходів безпеки під час його зберігання, транспортування та використання.

Для подолання зазначених викликів дослідники вивчають різні стратегії, зокрема [4–5]:

1. Змішування аміаку з іншим паливом, як-от водень або метан, для покращення характеристик горіння, зниження температури займання та сприяння стабільності полум'я.

2. Використання двоступеневих систем горіння (rich-lean combustion) для зменшення викидів NO_x.

3. Розробка нових конструкцій камер згоряння, зокрема впровадження систем інтенсивного закручування потоків, що сприяє покращенню змішування палива з повітрям та зниженню викидів.

4. Застосування плазмових технологій для ініціювання та підтримки горіння.

Аміак є привабливим варіантом завдяки відсутності викидів CO₂ під час згоряння, високій щільності водню й можливості зберігання та транспортування за допомогою наявної інфраструктури. Це робить його перспективним вибором для енергетичних газотурбінних систем, орієнтованих на зменшення вуглецевого сліду.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Огляд сучасної наукової літератури свідчить про зростаючий інтерес до використання аміаку як альтернативного палива в газотурбінних двигунах, що зумовлено його потенціалом у декарбонізації енергетичних систем [6–8]. Одним із напрямів підвищення ефективності газотурбінних

енергетичних систем є використання складних термодинамічних циклів із генерацією перегрітої пари в утилізаційному контурі та впорскуванням перегрітої пари в камеру згоряння [9]. Впорскування пари дає змогу збільшити масову витрату робочого тіла через камеру згоряння й турбінну частину, підвищити питому потужність двигуна, зменшивши витрату палива та підвищити ефективний ККД всієї системи.

Впорскування водяної пари також дає можливість знизити температуру горіння, що потенційно може зменшити рівень утворення NO_x , а також сприяти покращенню тепломасообміну. За умови правильного дозування пари можливо забезпечити повне вигорання аміаку без значного зниження ефективності камери згоряння. Оптимізація режимів подачі водяної пари дасть змогу зберегти високу температуру робочого тіла на виході з камери та знизити концентрації токсичних компонентів у вихлопних газах. Таким чином, технологія впорскування пари може бути перспективним інструментом для реалізації стабільного, ефективного й екологічно чистого процесу спалювання аміаку в ефективних газотурбінних установках нового покоління.

Але під час спалювання аміаку з впорскуванням водяної пари в камеру згоряння газотурбінного двигуна можуть виникати певні труднощі:

1. Зниження температури горіння – надмірна кількість водяної пари може охолоджувати полум'я, що призводить до неповного вигорання аміаку та збільшення викидів незгорілих залишків (NH_3 , N_2H_4).

2. Погіршення стабільності горіння – впорскування пари змінює склад і теплоту суміші, що може призвести до нестійкого полум'я або його гасіння, особливо в разі роботи на часткових навантаженнях.

Для розв'язання вищезгаданих проблем можуть бути використані добавки палива з високою теплотворною спроможністю, наприклад водню, до паливо-повітряної суміші [10–12].

3. Ускладнення керування процесом – необхідність точного регулювання співвідношення паливо – повітря – пара

ускладнює алгоритми керування камерою згоряння.

4. Неоднорідність змішування – за недостатньо ефективного змішування пари з горючою сумішшю можливе утворення локальних зон із різною температурою, що ускладнює контроль утворення NO_x .

5. Матеріалознавчі проблеми – наявність водяної пари в поєднанні з високотемпературними газами прискорює процеси окисдування й корозії, що ставить додаткові вимоги до вибору матеріалів.

6. Утворення побічних продуктів – в умовах вологого середовища й неповного горіння можливе утворення шкідливих побічних речовин, як-от N_2O або NH_4OH .

Таким чином, хоча аміак і має значний потенціал як альтернативне паливо для газотурбінних двигунів, його ефективне використання потребує подальших досліджень і розробок, спрямованих на подолання технічних бар'єрів та забезпечення безпеки експлуатації [13].

Відокремлення невирішених раніше частин загальної проблеми. Аміак має значний потенціал як безвуглецеве паливо для газотурбінних двигунів, особливо в гібридних енергетичних системах. Подолання проблем, які пов'язані з фізико-хімічними властивостями аміаку, є необхідною умовою для практичного його використання. Потрібні міждисциплінарні дослідження, спрямовані на створення нових систем запалювання, адаптованих камер згоряння й ефективних методів контролю емісій, у тому числі в енергетичних системах складних термодинамічних циклів, пов'язаних із впорскуваннями перегрітої пари в камеру згоряння.

Метою роботи є дослідження енергетичних і емісійних характеристик камери згоряння з впорскуванням екологічної і енергетичної пари, що працює на суміші аміаку та водню.

Як **об'єкт дослідження** вибрано робочі процеси в камері згоряння газотурбінного двигуна потужністю 32 МВт, що працює на суміші аміаку та водню.

Предмет дослідження – закономірності сумісного вигорання аміаку та водню в камері згоряння газотурбінного двигуна.

Виклад основного матеріалу. Під час розробки перспективних суднових енергетичних систем із газотурбінними двигунами, що працюють на безвуглецевому паливі, брались до уваги переваги складного термодинамічного циклу STIG (STeam In Gas) з глибокою утилізацією відхідних газів [14]. Як і в когенераційних установках, енергія випускних газів двигуна використовується для вироблення пари в утилізаційному парогенераторі. Однак, на відміну від них, отримана пара далі не використовується як теплоносій, а підводиться в камеру згоряння і далі в проточну частину турбіни як додаткове робоче тіло для одержання додаткової механічної енергії.

Для ефективної роботи камери згоряння з впорскуваннями водяної пари було розроблено конструктивну схему паливоспалювального пристрою [15] з розділенням пари на два потоки – екологічну пару й енергетичну пару відповідно.

Камера згоряння має протитокову трубчасто-кільцеву конструктивну схему (рис. 1), в якій реалізовано підведення повітря після компресора високого тиску через спеціальний дифузор 1. Це повітря розподіляється в кільцевому просторі між внутрішнім 3 і зовнішнім 6 корпусами, обмеженому жаровими трубами 3. Далі через отвори в жаровій трубі повітря ступінчасто підводиться до первинної і вторинної зон жарової труби, а також забезпечує плівкове охолодження її стінок. Газоподібне пальне (суміш аміаку та водню) і екологічна пара

підводяться через пальник 1, а енергетична пара – через трубопровід 6. Далі ця пара подається через систему отворів усередину жарової труби і змішується з продуктами згоряння, що утворилися в первинній зоні. Після підведення вторинного повітря суміш продуктів згоряння й пари спрямовується в турбінну частину газотурбінного двигуна.

З метою розробки декарбонізованих енергетичних систем запропоновано замість природного газу, який зазвичай використовується в стаціонарних установках, організувати підведення через пальниковий пристрій або чистого аміаку, або суміші аміаку та водню (для підвищення реакційної активності пального та стабільності роботи). Відмітимо, що організація робочого процесу в представленій камері згоряння здійснюється на основі дифузійного спалювання палива без попереднього змішування палива з окисником. Дифузійна схема забезпечує стабільне згоряння палива будь-якого виду в широкому діапазоні експлуатаційних режимів, хоча її недоліком є високі викиди оксидів азоту, які суттєво зменшуються завдяки впорскуванню екологічної пари в зону основного горіння в жаровій трубі [9].

Для оцінки емісійних параметрів камери згоряння газотурбінного двигуна, що функціонує на чистому аміаку й суміші аміаку та водню, було застосовано підхід, описаний у роботах [16, 17], який базується на уявленні камери як комбінації різних типів хімічних реакторів. У випадку з гомогенним реактором (ГР), який також відомий як ідеальний

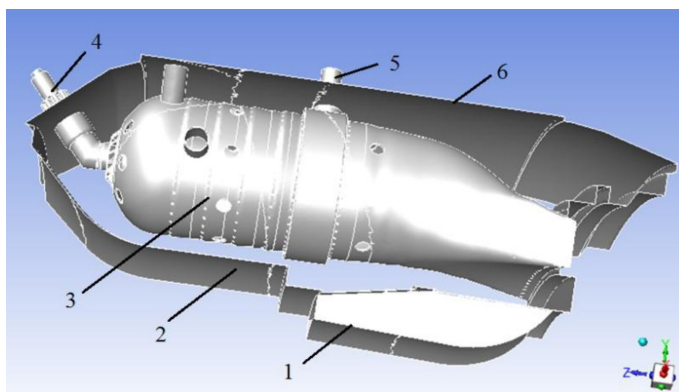


Рис. 1. Схема камери згоряння з впорскуванням пари:
1 – дифузор; 2 – внутрішній корпус; 3 – жарова труба;
4 – підведення газоподібного палива й екологічної пари;
5 – підведення енергетичної пари; 6 – зовнішній корпус

реактор змішування, усі характеристики середовища рівномірно розподілені по всьому його об'єму. У проточному реакторі (ПР), або ж реакторі з ідеальним витісненням, потік реагентів переміщується як суцільний об'єм, створюючи градієнт концентрацій, температури та інших властивостей уздовж довжини реактора і цей розподіл обумовлений хімічною кінетикою та фізичними процесами. В адіабатному змішувачі (АЗ) відбувається перемішування потоків без протікання хімічних реакцій.

На рис. 2 представлено розроблену реакторну модель камери згоряння газотурбінного двигуна з проектною потужністю 32 МВт, адаптовану до сумісної роботи з аміаком і воднем.

У моделі використано декілька реакторів, кожен з яких відповідає за окрему ділянку: зону первинного горіння з подачею екологічної пари, зону змішування енергетичної пари з продуктами, що утворилися в первинній зоні, зону розбавлення продуктів та зону змішування охолодного повітря з основним потоком продуктів.

Гомогенні реактори ГР1-ГР4 моделюють процеси горіння суміші аміаку та водню в ділянках закручення потоку повітря, фронтового пристрою та первинній зоні жарової труби. Реактори ГР3-ГР4 моделюють

зону зворотних течій усередині первинної зони жарової труби, яка є основним стабілізаційним фактором і джерелом високої температури для запалювання свіжої паливо-повітряної суміші, яка поступає через пальниковий пристрій. Проточні реактори ПР1-ПР2 моделюють процеси допалювання палива в зонах підведення енергетичної пари та в змішувачі жарової труби відповідно. Адіабатні змішувачі АЗ1-АЗ3 моделюють процеси перемішування робочих тіл за підведення енергетичної пари, вторинного й охолодного повітря відповідно. Детальний математичний опис процесів у розглянутих елементах камери згоряння наведено в [18].

У гомогенних реакторах моделювання хімічних процесів здійснюється шляхом розв'язання рівнянь, що описують збереження маси й енергії в системах із хімічними реакціями. Такі реактори можуть мати різноманітну форму та різну структуру вхідних і вихідних потоків, що сприяє інтенсивному перемішуванню компонентів. Водночас температура та хімічний склад речовин залишаються стабільними як в об'ємі реактора, так і на його виході за умови постійної масової витрати суміші. У випадку адіабатичних змішувачів розрахунки проводяться з припущенням відсутності теплового обміну з навколишнім середовищем. Щодо проточ-

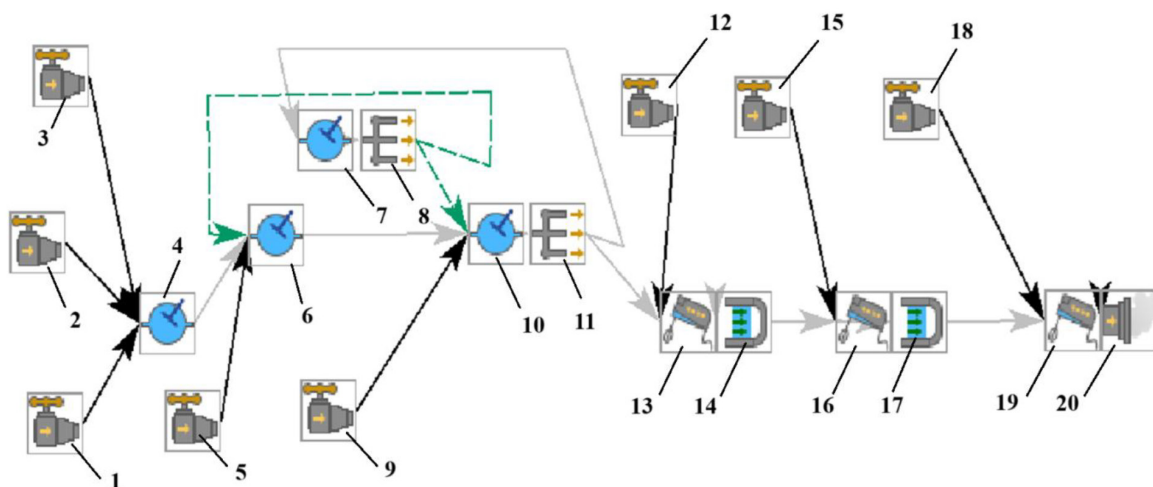


Рис. 2. Реакторна модель камери згоряння газотурбінного двигуна з впорскуванням водяної пари, що працює на суміші аміаку та водню: 1 – підведення аміаку та водню; 2 – підведення повітря через завихрювач; 3 – підведення екологічної пари; 4 – ГР1 осьового завихрювача; 5 – підведення повітря через фронтовий пристрій; 6 – ГР2 фронтового пристрою; 7 – ГР3 зони зворотних течій; 8, 11 – подільники потоків; 9 – підведення первинного повітря; 10 – ГР4 первинної зони; 12 – підведення енергетичної пари; 13, 16, 19 – АЗ1-АЗ3; 14 – ПР1 зони перемішування енергетичної пари з продуктами; 15 – підведення вторинного повітря; 17 – ПР2 зони змішування; 18 – підведення охолодного повітря; 20 – вихід продуктів

них реакторів, то їх моделювання передбачає відстеження еволюції однорідної газової суміші, яка вступає у реакцію, змінюючи свої параметри, включно з температурою та концентраціями, протягом визначеного часу перебування в контрольованому об'ємі.

У цьому дослідженні розглянуто характер протікання робочого процесу в камері згоряння з використанням детального хімічного механізму горіння аміаку та водню, запропонованому в роботі [19], який охоплює 160 реакцій з 27 компонентами.

Обговорення результатів. Для аналізу кінетичних особливостей протікання робочого процесу в камері згоряння газотурбінного двигуна з впорскуванням водяної пари, що працює на суміші аміаку та водню, проведено відповідні розрахунки з використанням обчислювального комплексу ANSYS Chemkin [20].

Початкові дані до розрахунків (на одну жарову трубу): витрата повітря – 2,318 кг/с, температура повітря – 785 K, сумарна витрата екологічної і енергетичної пари – 0,6911 кг/с, температура перегрітої пари – 743 K, витрата повітря на охолодження жарової труби – 0,52 кг/с, тиск у камері – 2,634 МПа, температура продуктів на виході камери згоряння – 1515 K (підтримувалася постійною зміною витрати суміші, а також зміною об'ємних часток аміаку та водню в суміші).

Залежності температури продуктів, витрати суміші аміаку та водню, а також мольних часток X компонентів O_2 та H_2O , оксидів азоту NO , N_2O , NO_2 , об'ємної концентрації C оксидів NO_x від об'ємної частки аміаку в паливній суміші наведені на рис. 3.

Температура відхідних газів у всіх випадках дорівнювала 1515 K, це досягалося проведенням ітераційних розрахунків за варіювання мольною часткою аміаку X_{NH_3} в суміші з воднем, а також витратою суміші. Зі зміною мольної частки аміаку в суміші від 0 до 1 масова витрата суміші G_{fuel} збільшується з 0,0311 до 0,33 кг/с, що пов'язано зі зміною теплотворної спроможності суміші.

Мольні частки X продукту згоряння H_2O на виході камери практично не змінюють-

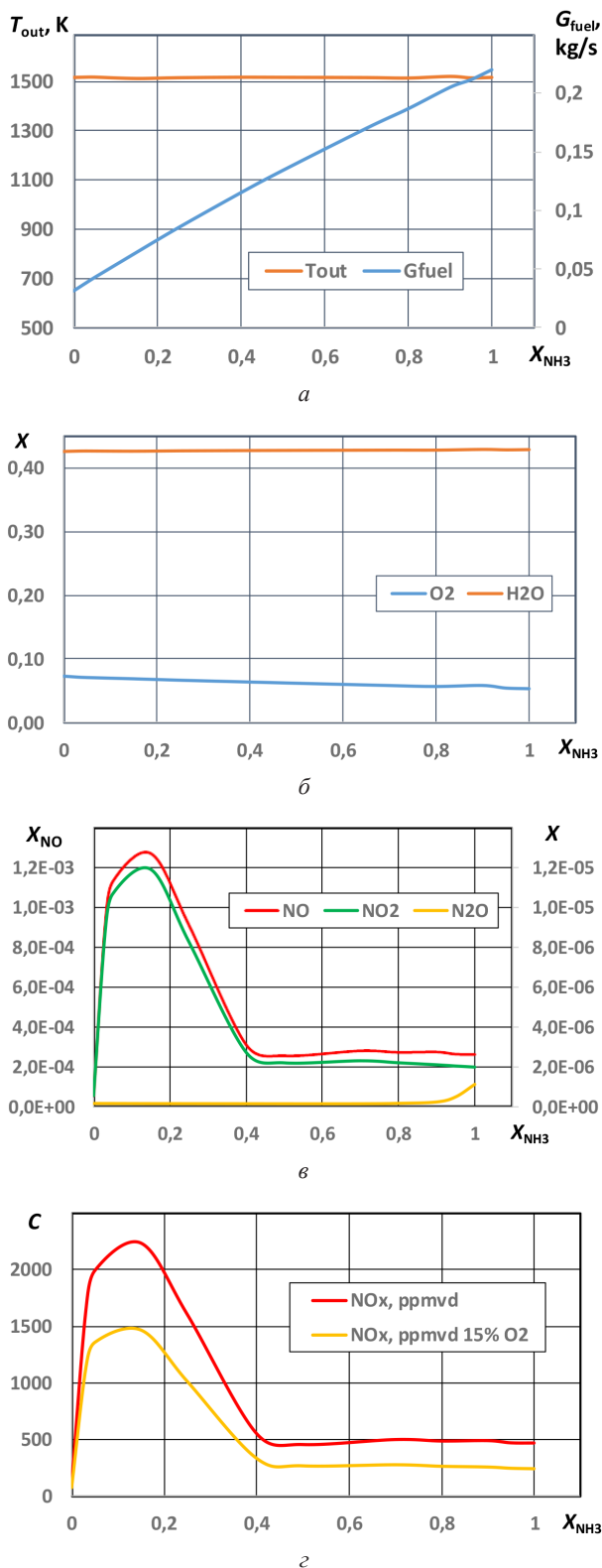


Рис. 3. Залежності температури продуктів на виході та витрати суміші (а), мольних часток O_2 та H_2O (б), оксидів азоту NO , N_2O , NO_2 (в), об'ємної концентрації оксидів NO_x (г) від об'ємної частки аміаку в паливній суміші

ся, а мольна частка окиснювача O_2 зі зростанням кількості аміаку в суміші від 0 до 1 знижується із 7,21 до 5,29 %, що пов'язано з різною стехіометричною кількістю кисню для спалювання водню і аміаку.

Характер зміни мольних часток оксидів азоту NO і NO_2 за варіювання мольною часткою аміаку в суміші подібний, але кількісно мольні частки NO перевищують мольні частки NO_2 на виході камери згоряння на два порядки. Ще менші величини мають мольні частки N_2O , що підтверджує твердження про найбільшу значимість генерації оксидів NO під час спалювання суміші аміаку і водню в камері згоряння газотурбінного двигуна. Найменші значення мольних часток NO спостерігаються в разі спалювання чистого водню ($5,74 \times 10^{-3} \%$). При підмішуванні аміаку спочатку мольні частки NO зростають (максимальне значення $1,27 \times 10^{-1} \%$ має місце за мольної частки аміаку близько 0,15), а потім падають, і за мольної частки аміаку, що перевищує 0,42, змінюються незначно (від $3,13 \times 10^{-2}$ до $2,65 \times 10^{-2} \%$). Максимум викидів оксиду NO відповідає відносно великій максимальній температурі горіння в первинній зоні жарової труби (за значного вмісту водню в суміші), а також появи значної кількості азоту в складі частки палива NH_3 . Зі зменшенням кількості водню в суміші падає максимальна температура горіння, що приводить до зменшення генерації оксиду NO .

Характер зміни об'ємної концентрації оксидів NO_x збігається з закономірностями зміни оксиду NO . Відмітимо, що на графіку представлено також об'ємні концентрації оксидів NO_x , приведені до 15 % кисню в сухій пробі продуктів згоряння, для можливості порівняння викидів оксидів азоту для газотурбінних двигунів різних виробників, які експлуатуються за різних температур продуктів і в різних режимах. Значення об'ємних концентрацій оксидів NO_x дорівнює 71,8 ppmvd 15 % O_2 в разі згоряння чистого водню та 238,8 – у разі згоряння чистого аміаку.

Мольні частки O_2 та H_2O , об'ємні концентрації оксидів азоту NO_x на виході камери згоряння залежно від відношення витрат екологічної і енергетичної пари $G_{\text{ecol}}/G_{\text{ener}}$ під час згоряння чистого аміаку наведені на рис. 4. Сумарна витрата екологічної та енергетичної пари не змінювалась і дорівнюва-

ла 0,6911 кг/с. У цих умовах перерозподіл витрат екологічної і енергетичної пари не впливає суттєво на робочий процес камери згоряння. Видики оксидів азоту практично не змінюються й залишаються на рівні 232–239 ppmvd 15 % O_2 .

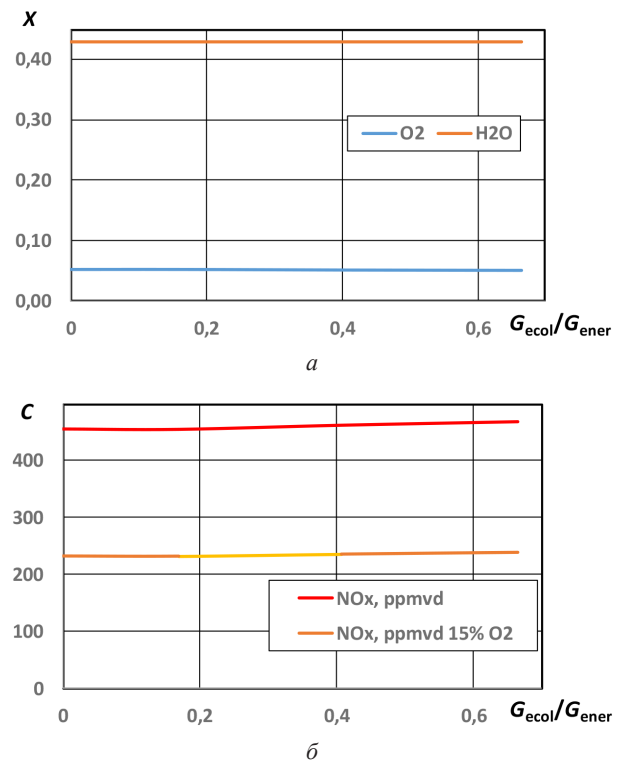


Рис. 4. Мольні частки O_2 та H_2O (а), об'ємні концентрації оксидів азоту (б) на виході камери згоряння залежно від відношення витрат екологічної і енергетичної пари

Залежності мольних часток NH_3 , H_2 , NO , N_2O , NO_2 та об'ємних концентрацій оксидів азоту на виході камери від відношення витрат первинного і вторинного повітря $G_{\text{prime}}/G_{\text{sec}}$ під час згоряння чистого аміаку наведені на рис. 5. Сумарна витрата первинного та вторинного повітря не змінювалась і дорівнювала 1,3 кг/с, витрата екологічної пари вважалася рівною 0,1 кг/с.

Можна побачити, що за малих кількостей первинного повітря має місце неповне вигорання аміаку через нестачу кисню для протікання реакцій хімічного реагування палива, що значно погіршує ефективність камери згоряння як паливоспалювального пристрою. Надмірне збільшення кількості первинного повітря призводить до великого зростання викидів оксидів азоту. Це пояснюється тим, що оксиди азоту інтенсивно починають утворюватися вже в початкових

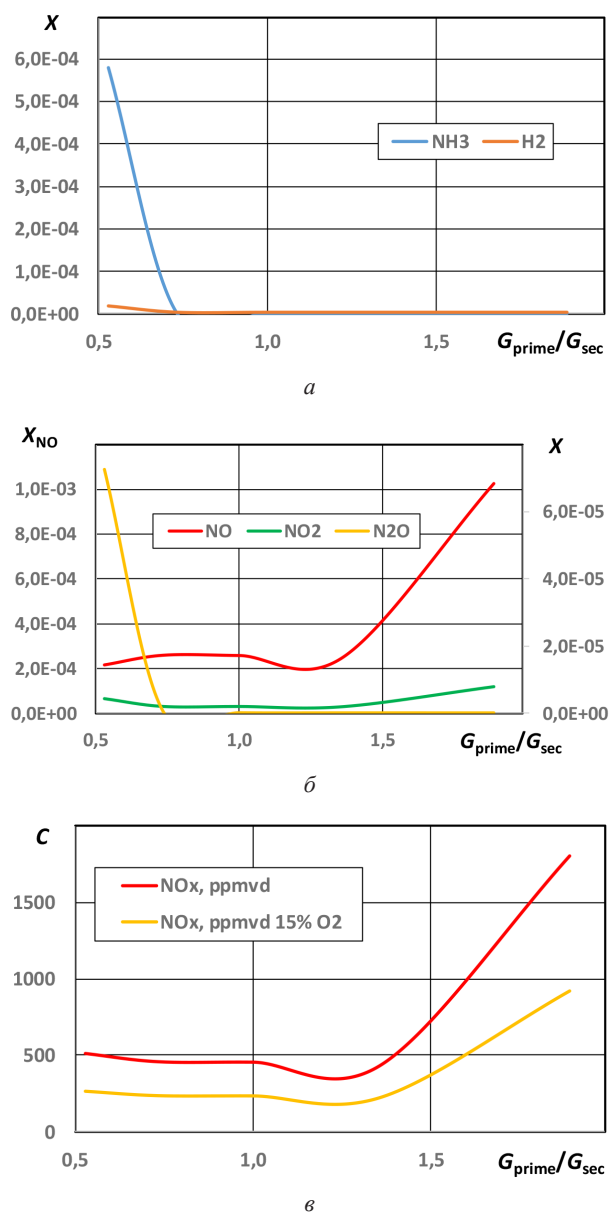


Рис. 5. Залежності мольних часток NH_3 та H_2 (а), NO , N_2O , NO_2 (б) та об'ємних концентрацій оксидів азоту (в) на виході камери від відношення витрат первинного і вторинного повітря

перерізах жарової труби і час перебування реагуючого робочого тіла всередині жарової труби достатньо великий. Існують раціональні значення відношення витрат первинного і вторинного повітря $G_{\text{prime}}/G_{\text{sec}} = 1,1\text{--}1,3$, за яких емісія оксидів азоту буде мінімальною (близько 225 ppmvd 15 % O_2).

Список літератури

- [1] Tornatore C., Marchitto L., Sabia P., Joannon M. D. Ammonia as Green Fuel in Internal Combustion Engines: State-of-the-Art and Future Perspectives. *Front. Mech. Eng., Sec. Engine and Automotive Engineering*. 2022. Vol. 8.
- [2] Ito S., Uchida M., Suda T., Fujimori T. Development of ammonia gas turbine co-generation technology. *IIHI Engineering Review*. 2020. Vol. 53, no. 1, pp. 1–6.

Відмітимо, що остаточне значення відношення витрат первинного і вторинного повітря може бути встановлено тільки після детальних тривимірних розрахунків робочого процесу камери згоряння з впорскуванням водяної пари та проведення відповідних експериментальних досліджень.

Висновки. Проведені дослідження робочого процесу в камері згоряння газотурбінного двигуна з впорскуванням водяної пари, що працює на суміші аміаку і водню, дали змогу виявити таке.

1. Для прогнозування процесів, що мають місце в камері згоряння газотурбінного двигуна потужністю 32 МВт із впорскуванням екологічної і енергетичної пари, що працює на суміші аміаку і водню, використано реакторну модель, яка базується на розв'язанні системи рівнянь збереження маси й енергії хімічно реагуючих компонентів.

2. Використано кінетичну схему згоряння суміші аміаку і водню, що охоплює 160 реакцій з 27 компонентами.

3. Розглянуто характеристики камери згоряння за варіювання вмістом аміаку в суміші з воднем, відношення витрат екологічної і енергетичної пари, а також витрат первинного і вторинного повітря через жарову трубу за тиску в камері згоряння 2,634 МПа.

4. Визначено раціональні режими роботи камери згоряння, які відповідають мінімальним викидам оксидів азоту в цих умовах. У разі роботи камери на чистому аміаку викиди оксидів азоту NO_x становлять 225 ppmvd 15 % O_2 , а в разі роботи на чистому водню – 72 ppmvd 15 % O_2 .

5. Потрібно провести детальні тривимірні розрахунки камери згоряння з упорскуванням водяної пари й експериментально перевірити отримані результати з метою подальшої оптимізації режимних і геометричних параметрів паливоспалювального пристрою.

- [3] Lee H., Lee M. Recent advances in ammonia combustion technology in thermal power generation system for carbon emission reduction. *Energies*. 2021. Vol. 14, no. 18, p. 5604.
- [4] Valera-Medina A., Xiao H., Owen-Jones M., David W. I. F., Bowen P. J. Ammonia for Power: A Literature Review. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2018. Vol. 69, pp. 63–102.
- [5] Kobayashi H., Hayakawa A., Kunkuma K. D., Somarathne A., Okafor E.C. Science and Technology of Ammonia Combustion. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2019. Vol. 37, no. 1, pp. 109–133.
- [6] Li J., Lai S., Chen D., Wu R., Kobayashi N., Deng L., Huang H. A Review on Combustion Characteristics of Ammonia as a Carbon-Free Fuel. *Frontiers in Energy Research*. 2021. Vol. 9, 760356.
- [7] Langella G., Sorrentino G., Sabia P., Ariemma G. B., Amoresano A., Iodice P. Ammonia as a Fuel for Gas Turbines: Perspectives and Challenges. *Journal of Physics: Conference Series*. 2023. Vol. 2648, 012009.
- [8] Vega LJ., O'Connell A. Investigation of Ammonia for Combustion Turbines (IACET), GTI Energy. 2024. URL: https://www.hydrogen.energy.gov/docs/hydrogenprogramlibraries/pdfs/review24/fe011_oconnell_2024_oe0995a72-c4cf-4d72-aabb-d504342b9a48.pdf?sfvrsn=229f6daa_3
- [9] Serbin S., Burunsuz K., Dzida M., Kowalski J., Chen D. Investigation of ecological parameters of a gas turbine combustion chamber with steam injection for the floating production, storage, and offloading vessel. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. 2022. Vol. 13, no. 3, pp. 873–888.
- [10] Rocha R. C., Costa M., Bai X. S. Combustion and emission characteristics of ammonia under conditions relevant to modern gas turbines. *Combust. Sci. Technol.* 2021. Vol. 193, no. 14, pp. 1–20.
- [11] Jójka J., Ślefarski J. Emission Characteristics for Swirl Methane–Air Premixed Flames with Ammonia addition. *Energies*. 2021. Vol. 14, no. 662, pp. 1–19.
- [12] Li J., Huang H., Kobayashi N., He Z., Nagai Y. Study on using hydrogen and ammonia as fuels: Combustion characteristics and NO_x formation. *Int. J. Energy Res.* 2014. Vol. 38, pp. 214–223.
- [13] Mitsubishi Power, Mitsubishi Power commences development of world's first ammonia-fired 40 MW class gas turbine system.
- [14] Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : навчальний посібник. Миколаїв : НУК, 2005. 344 с.
- [15] 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 & future prospects. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. 2009. Vol. 4, pp. 703–709.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] Chen D., Serbin S., Burunsuz K. Features of a gas turbine combustion chamber in operation with gaseous ammonia. *Fuel*. 2024. Vol. 372, 132149.
- [19] Li Y., Jin Z., Wang Z., Tan H., Jia Z., Cui B., Zhou S., Bai F. Evaluation, Reduction, and Validation of a New Skeletal Mechanism for the Cofiring of NH₃ and CH₄, *ACS Omega*. 2023. Vol. 8, pp. 47113–47122.
- [20] Chemkin Theory Manual. 2016. URL: https://personal.ems.psu.edu/~radovic/ChemKin_Theory_PaSR.pdf

© Сербін С. І., Личко Б. М., Бондаренко М. С., Бурунсуз К. С.

Дата надходження статті до редакції: 12.05.2025

Дата затвердження статті до друку: 05.06.2025

Дата публікації статті: 04.11.2025

