УДК 621.438
DOI https://doi.org/10.15589/znp2023.1(490).13

PARAMETERS OF THE HYBRID GAS-STEAM POWER PLANT OPERATING ON HYDROGEN FUEL

ПАРАМЕТРИ ГІБРИДНОЇ ГАЗОПАРОВОЇ УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВОДНЕВОМУ ПАЛИВІ

Serhiy I. Serbin
serhiy.serbin@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0002-3423-2681
Oleksandr A. Shmarkov
foreveronlytrickster@gmail.com
ORCID: 0009-0001-0916-5157

С. І. Сербін,
докт. техн. наук
О. А. Шмарков,
аспірант

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

Abstract. Solving issues related to the improvement of existing heat engines and expanding knowledge about the prospects of complicating the schemes of gas turbine power plants opens new horizons for modern mechanical engineering. Combined gas-steam power plants with a hybrid cycle, operating on hydrogen-containing gases and pure hydrogen, attract a wide range of possible initial parameters and options for combining technical solutions. The scope of the article is a theoretical study of the parameters of the combined hybrid gas-steam plant and the possibilities of its operation on hydrogen fuel. A promising variant of a combined gas-steam plant with a hybrid cycle is considered. In order to achieve a wide range of used electric power, a modular scheme is proposed, which combines a gas turbine engine with a heat recovery circuit and a gas turbine engine with steam injection into its combustion chamber, the operation of which is regulated by the selected load mode. Taking into consideration the main global trends in environmental issues and a number of international agreements, of which Ukraine is also a party, a technical solution related to the development of decarbonized energy systems and the improvement of the environmental performance of a hybrid installation using hydrogen as fuel is presented. The combined gas-steam plant with a hybrid cycle and the principle of its operation in different modes are described in detail. The main equations of the mathematical model of the hybrid gas-steam plant are presented. Optimization calculations were carried out, the results of which show the effect of the initial parameters of the power plant on the compressor pressure ratio, the air excess coefficient in the combustion chamber of the contact gas turbine engine and the gas temperature in the turbine inlet for the contact gas turbine engine, as well as the part of steam injected from the steam generator of the main gas turbine engine. Possible parameters of operating modes are presented depending on the initial electric power produced by generators. Optimization calculations confirm the possibility of adjusting the output parameters of the power plant by changing the operating mode and introducing steam into the combustion chamber of the contact gas turbine engine.
Key words: gas turbine engine; green energy; hydrogen; hybrid cycle; heat recovery.

Анотація. Розв'язання питань, пов'язаних з вдосконаленням існуючих теплових двигунів та розширенням знань про перспективи ускладнення схем газотурбінних установок, відкриває нові горизонти для сучасного машинобудування. Комбіновані газопарові установки з гібридним циклом, що працюють на водневмісних газах і чистому водні, приваблюють широким спектром можливих вихідних параметрів і варіантів поєднання технічних рішень. Метою статті є теоретичне дослідження параметрів комбінованої гібридної газопарової установки та можливостей її роботи на водневому паливі. Розглянуто перспективний варіант комбінованої газопарової установки з гібридним циклом. Для досягнення широкого діапазону використовуваної електричної потужності запропоновано модульну схему, яка поєднує у собі газотурбінний двигун з теплоутиізуючим контуром та газотурбінний двигун з впорскуванням пари у камеру згоряння, робота яких регулюється обраним режимом навантаження. Беручи до уваги основні світові тенденції в питаннях екології та ряд міжнародних угод, учасником яких є і Україна, представлено технічне рішення, пов'язане з розвитком декарбонизованих

енергетичних систем і покращенням екологічних показників гібридної установки при використанні в якості палива водню. Детально описано комбіновану газопарову установку з гібридним циклом та принцип її роботи на різних режимах. Представлено основні рівняння математичної моделі гібридної газопарової установки. Проведено оптимізаційні розрахунки, результати яких показують вплив вихідних параметрів установки від міри підвищення тиску, коефіцієнту надлишку повітря у камері згоряння контактного газотурбінного двигуна та температури газу перед турбінами контактного газотурбінного двигуна, а також частки пари, яка подається від парогенератора основного газотурбінного двигуна. Приведено можливі параметри робочих режимів в залежності від вихідної електричної потужності, яку виробляють електрогенератори. Оптимізаційні розрахунки підтверджують можливість регулювання вихідних параметрів установки шляхом зміни режиму роботи та введення пари в камеру згоряння контактного газотурбінного двигуна.
Ключові слова: газотурбінний двигун; зелена енергетика; водень; гібридний цикл; утилізація теплоти.

1. ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Застосування екологічно чистих газотурбінних енергетичних модулів, що працюють на водневмісних газах і водні, – один із перспективних світових напрямків підвищення ефективності транспортних і стаціонарних декарбонізованих енергетичних систем. Особливо це є актуальним в теперішній час для створення перспективних газотурбінних установок.

Щоб повною мірою відповідати цільовим потребам споживача та поліпшити економічні й екологічні показники енергетичних установок часто використовують поєднання різних схем ускладнення термодинамічного циклу, причому переваги одних технічних рішень компенсують недоліки інших, таким чином створюючи синергетичний ефект.

Можливості роботи комбінованих установок з гібридним циклом на водневому паливі до теперішнього часу недостатньо вивчені, є актуальними з точки зору впровадження в практику новітніх декарбонізлваних енергетичних систем.

2. АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Сучасне газотурбобудування характеризується широким спектром перспективних досліджень, пов'язаних з підвищенням ККД окремих елементів установок, покращенням екологічних показників, вдосконаленням існуючих та дослідженням нових теплових схем установок зі складними термодинамічними циклами. Кожен з цих напрямків має своє обгрунтування та сферу використання.

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 виді скорочення емісії вуглекислого газу); також спостерігається підвищення потужності газової турбіни [1].

У 2015 році ООН прийняла Паризьку угоду [2], яка передбачає перехід на «чисту» енергію, що приведе до швидкого скорочення викидів парникових газів (практично до нуля) протягом наступних десятиліть. Зокрема, підвищення глобальної середньої температури має підтримуватися на рівні, значно нижчому за 2ºС, і зусилля мають бути зосереджені на обмеженні підвищення температури до 1,5ºС вище доіндустріального рівня. Амбіційна програма щодо нульових викидів CO_2 для енергетичного сектору вказує на те, що викиди, які мають місце в певних районах світу або в секторах енергетики, де їх скорочення є технічно складним або економічно невигідним, повинні бути компенсовані шляхом уловлювання та зберігання вуглецю в других частинах енергетичного сектора [3].

На початку 2020 р. Європейський Союз прийняв European Green Deal (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.

Концепція використання водню як палива в газотурбінних агрегатах, у тому числі 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 [4].

Останнім часом ГТД, які працюють на альтернативних видах палива (у даному випадку – на водні) стали одним з важливих елементів на шляху до зменшення залежності від вуглецевих видів палива. Вони є перспективним рішенням екологічних запитів суспільства та сучасної промисловості [5].

Перевагами використання водню у якості палива є більша теплотворна здатність [6], що приводить до зниження витрати палива, велика швидкість поширення полум'я та відсутність викидів з'єднань карбону (з огляду на відсутність С у складі палива) [7].

3. ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Проведений аналіз останніх досліджень і напрямків можливостей використання водню в газотурбінних установках виявив невирішені раніше питання, які випливають як з фізико-хімічних характеристик самого пального, так і можливостей удосконалення гібридних схем енергоустановок, поєднання двигунів різних теплових схем в одному енергокомплексі збільшеної потужності. Розширення уявлень про можливості роботи комбінованих установок з гібридним циклом на чистому водні відповідає області підвищеного інтересу інженерів-турбінобудівників та напрямкам тенденцій світових досліджень в галузі енергетичного машинобудування.

4. МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою статті є теоретичне дослідження параметрів гібридної газопарової установки та можливостей її роботи на водневому паливі.

В якості об'єкта дослідження вибрано робочі процеси в гібридній газопаровій установці, що містить газотурбінний двигун простої теплової схеми, газотурбінний двигун з впорскуванням водяної пари до камери згоряння та парову турбіну. Предмет дослідження – закономірності зміни параметрів комбінованої газопарової установки при різних рівнях споживаної електричної потужності.

5. ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

5.1. Теплова схема установки

У даній статті досліджено ефективність комбінованої газопарової установки з гібридним циклом, що працює на чистому водні. Розглянута схема є модифікацією установки, яка працює на природному газі, і наведена в роботі [8]. Різниця полягає в відсутності турбіни перерозширення і ексгаустеру (з метою спрощення теплової схеми при незначному падінні її ефективності) та переводі газотурбінних двигунів на водневе паливо.

Теплова схема гібридної парогазової установки складається з газотурбінного двигуна (ГТД) з пароводяним теплоутилізуючим контуром (ТУК), односкадного газотурбінного двигуна з впорскуванням пари у камеру згоряння (КЗ) та пароводяного теплоутилізуючого контура. Прототипом базового двигуна з ТУК обраний перспективний ГТД UGT32000 виробництва ДП НВКГ «Зоря-Машпроєкт» (м. Миколаїв) потужністю 33 МВ та ККД 38,3 % в умовах ISO, що працює природному газі [9]. Теплова схема, що розглядається, представлена на рис. 1.

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

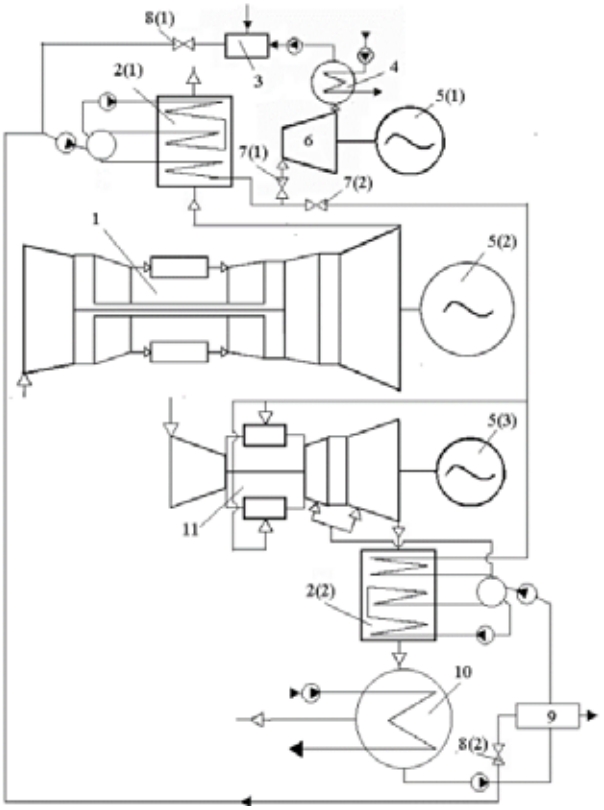

Рис. 1. Теплова схема комбінованої парогазової установки з гібридним циклом: 1 – базовий ГТД; 2(1), 2(2) – УПГ; 3 – цистерна котлової води; 4 – паровий конденсатор; 5(1), 5(2), 5(3) – електрогенератори; 6 – парова турбіна; 7(1), 7(2) – парові клапани; 8(1), 8(2) – водяні клапани; 9 – блок водоочищення; 10 – газопаровий конденсатор; 11 – контактний ГТД

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

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).

5.2. Математична модель

Математична 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.

Відобразимо найбільш суттєві моменти розрахунків.

Враховуючи особливості схеми, зазначимо залежність [8] для тиску у утилізаційних парогенераторах УПГ(1) та УПГ(2):

$$P_{HRSG} = \frac{P_{OUT}\pi_{cSIGT}v_{id}}{v_{HRSG}},$$

де P_{OUT} – атмосферний тиск, МПа; π_{cSIGT} – міра підвищення тиску у компресорі КГТД; v_{id} – коефіцієнт відновлення повного тиску вхідного пристрою; v_{HRSG} – коефіцієнт відновлення повного тиску на ділянці від УПГ до камери згоряння.

Температура перегрітої пари обирається за сполученими параметрами

$$T_{ss} = f\left(P_{HRSG}, \eta_{ST}, x_{min}, P_Z\right),$$

де η_{ST} – ККД парової турбіни; x_{min} – ступінь сухості пари у кінці процесу розширення в ПТ; P_Z – тиск пари у конденсаторі ПТ, МПа.

Ключовим моментом є розрахунок відносних паропродуктивностей УПГ(1) та УПГ(2), через які пов'язані між собою базовий ГТД та КГТД.

Відносна паропродуктивність УПГ(1) за перегрітою парою

$$g_{ss} = \frac{\beta_{l_1}\cdot\beta_{go_1}\cdot c_{p_{g4}}\cdot\left(T_4 - T_{eb_1}\right)}{\left(h_{ss_1} - h_{ws}\right) + k_c\cdot\left(h_{ws} - h_{w2e}\right)},$$

де β_{l_1} - коефіцієнт перетікань газу; β_{go_1} – коефіцієнт витрати для газовідвідного пристрою; $c_{p_{g4}}$ – середня масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в УПГ(1); T_4 – температура газу за турбіною генератора базового ГТД; T_{eb_1} – температура газу за випарним пучком; h_{ss_1} – ентальпія перегрітої пари від УПГ(1); h_{ws} – ентальпія води на лінії насичення; k_c – коефіцієнт кратності циркуляції води у УПГ; h_{w2e} – ентальпія води на виході з економайзерного пучка УПГ [8].

На цьому етапі визначається потужність парової турбіни $N_{e_{ST}}$.

Відносна паропродуктивність УПГ(1) від G_{cSIGT} за перегрітою парою

$$g_{ss1} = \frac{\frac{1}{\alpha L_0}A - [B]}{\left(h_{3s} - h_{ss}\right)/\alpha_{cc}} - g_{ss2}\frac{\left(h_{3s} - h_{ss2}\right)}{\left(h_{3s} - h_{ss}\right)},$$

де h_{3s} – ентальпія пари за температури T_3, K; h_{ss} – ентальпія перегрітої пари від УПГ(1); h_{ss_2} – ентальпія перегрітої пари від УПГ(2); L_0 – стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива; α – коефіцієнт надлишку повітря у КЗ; $\alpha_{□□}$ – коефіцієнт витрати через КЗ; g_{ss2} – відносна паропродуктивність УПГ(2) від G_{cSIGT} за перегрітою парою.

Комплекси A та $[B]$

$$A = H_U\cdot\eta_{cc} - \left[c_{pcp}\Big|_{293}^{T_3}\cdot\left(L_0+1\right) - c_{pa}\Big|_{293}^{T_3}\cdot L_0\right]\cdot\left(T_3 - 293\right);$$

$$[B] = c_{pa}\Big|_{293}^{T_3}\cdot\left(T_3 - 293\right) - c_{pa}\Big|_{293}^{T_2}\cdot\left(T_2 - 293\right),$$

де $c_{pcp}\Big|_{293}^{T_3}$ – середня масова ізобарна теплоємність чистих продуктів згоряння на проміжку від $\left(293 - T_3\right), \frac{кДж}{кгК}$; $c_{pa}\Big|_{293}^{T_3}$, $c_{pa}\Big|_{293}^{T_2}$ – середні масові ізобарні теплоємності вологого повітря на проміжках від $\left(293 - T_3\right)$ та $\left(293 - T_2\right)$ *відповідно*, $\frac{кДж}{кгК}$; H_U – нижча теплотворна здатність палива, $\frac{кДж}{кг}$; η_{cc} – коефіцієнт повноти згоряння.

Використовуючи знайдені значення g_{ss1} та g_{ss}, розрахуємо витрату повітря через компресор КГТД

$$G_{cSIGT} = G_{cGTE}\cdot\frac{g_{ss}\cdot x}{g_{ss1}},$$

де G_{cGTE} – витарата повітря через компресор ГТД простого циклу; x – частка пари, яка подається у КЗ КГТД від УПГ(1).

Завершальним етапом розрахунку певного режиму є визначення загальної потужності КГТД та її елементів, визначення ККД КГТД та ККД усієї установки.

Потужність приводу компресора КГТД [8]

$$N_{c_{SIGT}} = G_{cSIGT}\cdot c_{pc}\cdot\frac{T_{out}\cdot\left(\pi_{cSIGT}^{\frac{k_c-1}{k_c}} - 1\right)}{\eta_{c_{SIGT}}},$$

де c_{pc} – середня масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу у компресорі; T_{out} – температура навколишнього повітря; η_c – адіабатичний ККД компресора КГТД; k_c – показник ізоентропи для процесу у компресорі КГТД; c_{pc} – масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу в компресорі КГТД.

Ефективна потужність КГТД

$$N_{e_{\text{SIGT}}} = G_{c_{SIGT}} \cdot N_{sp_t} \cdot \eta_t - N_{c_{SIGT}},$$

де N_{sp_t} – питома потужність турбіни КГТД; η_t – механічний ККД турбін.

Загальна електрична потужність установки

$$N_{el_{CGSTU}} = N_{e_{\text{SIGT}}} \cdot \eta_{eg3} + N_{eGTE} \cdot \eta_{eg2} + N_{e_{ST}} \cdot \eta_{eg1},$$

де $\eta_{eg3}, \eta_{eg2}, \eta_{eg1}$ – ККД електрогенераторів.

Загальна питома витрата палива

$$C_{Ne} = \frac{G_{gf1} + G_{gf2}}{N_e}.$$

Загальний ККД установки

$$\eta_e = \frac{3600}{C_{Ne} \cdot H_U}.$$

5.3. Вибір раціональних параметрів гібридної газопарової установки

На відміну від роботи [8], в якості основного палива використано водень, тому його властивості враховано додатково. Обчислення ізобарних питомих теплоємностей проведено за допомогою методики, наведеній у [10], та онлайн ресурсу [11].

Спочатку проведено верифікацію розрахункових параметрів ГТД простого циклу потужністю 33 МВт, що працює на газоподібному паливі, з заявленими параметрами підприємства-виробника [9]. Проведено розрахунки базового ГТД при роботі на водні, основні параметри якого наведено в табл. 1.

Наступним етапом стало створення та верифікація програми розрахунку КГТД. Отримано добру узгодженість результатів за ефективним ККД та питомою потужністю двигуна.

Після цього проведено розрахунки всієї гібридної енергоустановки на водневому паливі. Під час цих розрахунків досліджено вплив ряду параметрів КГТА на показники установки в цілому.

За результатами теоретичних розрахунків циклу представленої гібридної установки побудовано графіки залежності електричної потужності N_{el} (рис. 2,а) та ККД η_{el} (рис. 2,б) установки від π_{cSIGT} при різних коефіцієнтах надлишку повітря α у КЗ КГТА. Розрахунок проведено при $T_3 = 1530\,K$, $x = 0{,}5$ у діапазоні $\alpha = 1{,}3 - 2{,}0$ та $\pi_{cSIGT} = 21 - 33$ при роботі установки на водні.

Аналіз отриманих даних показує можливість досягнення ККД циклу на рівні $\eta_{el} = 47{,}46 - 49{,}25\%$ та вихідної потужності $N_{el} = 69 - 178\,MBm$ 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 газопарової установки впливає величина частки пари x, яка впорскується у КЗ КГТА і генерується в УПГ(1). Представлено залежності електричної потужності N_{el} (рис. 3,а) та ККД η_{el} (рис. 3,б) установки від π_{cSIGT} при різних значеннях x. Розрахунок проведено при $T_3 = 1530\,K$, $\alpha = 2{,}0$ у діапазонах $x = 0{,}5 - 1{,}0$ та $\pi_{\square} = 23 - 33$.

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

Також досліджено залежність параметрів установки: ККД η_{el} та електричної потужності N_{el} від π_{cSIGT} при різних рівнях T_3 у КЗ КГТА. Графіки пред-

Таблиця 1. Параметри базового ГТД на водні

Параметр	Позначення	Значення
Температура зовнішнього повітря, К	T_{out}	288
Тиск зовнішнього повітря, МПа	P_{out}	0,1013
Відносна вологість зовнішнього повітря	φ	0,6
Нижча наявна теплотворна спроможність палива, кДж/кг	H_U	120000
Стехіометрична кількість повітря, кг/кг	L_0	34,2
Допустима температура лопаток турбіни, К	T_{al}	1100
Еталонне значення коефіцієнту витрати охолодного повітря	g_e	0,022
Міра підвищення тиску повітря у циклі	π_{cGTE}	25
Міра підвищення тиску в КНТ	π_{c1}	5,25
Міра підвищення тиску в КВТ	π_{c2}	4,76
Коефіцієнт надлишку повітря у КЗ	α_{GTE}	3,19
Витрата повітря через КНТ, кг/с	G_{cGTE}	105
Питома витрата палива на ГТД, кг/(кВт·год)	C_{NeGTE}	0,0784
Ефективний ККД ГТД	η_{eGTE}	0,3828
Температура газу за турбіною генератора, К	T_{4GTE}	792,5

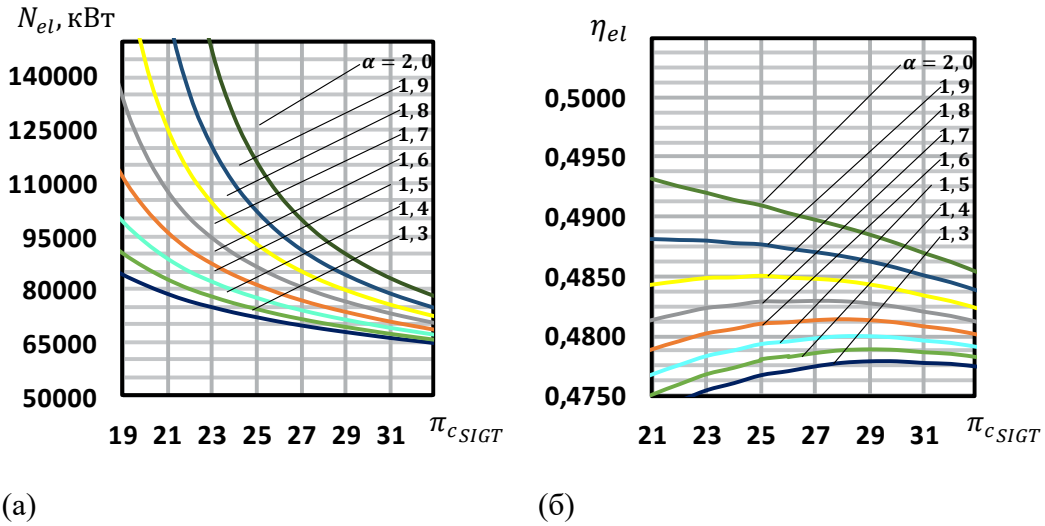

Рис. 2. Залежності потужності N_{el} (а) та ККД η_{el} (б) комбінованої газопарової установки від π_{cSIGT} та α

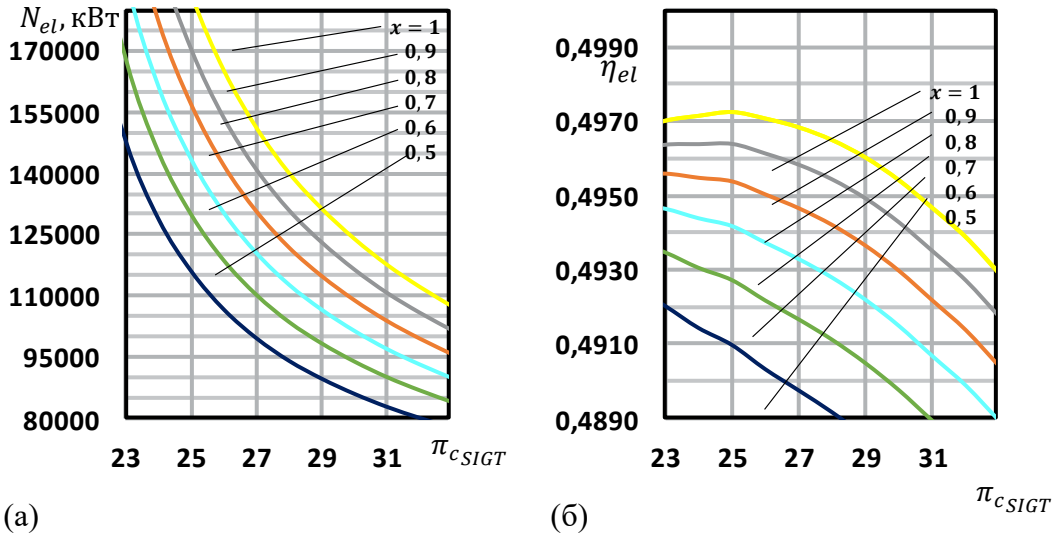

Рис. 3. Залежності потужності N_{el} (а) та ККД η_{el} (б) комбінованої газопарової установки з гібридним циклом від π_{cSIGT} та x

ставлено на рис. 4. Розрахунки проведено при $\alpha = 2{,}0$, $x = 0.8$ у діапазоні $T_3 = 1500 - 1570\,K$.

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

В табл. 2 приведено параметри гібридної газопарової установки при вихідних потужностях $N_{el} = 80 - 169\,MBm$ і варіюванні рядом визначальних параметрів.

ВИСНОВКИ

Розроблено математичну модель гібридної установки, що містить газотурбінний двигун простої теплової схеми, газотурбінний двигун з впорскуванням водяної пари до камери згоряння та парову турбіну.

Проведено теоретичні дослідження закономірностей зміни характеристик гібридної установки, що працює на водні, при різних рівнях споживаної електричної потужності. У результаті проведеного

дослідження отримано нові дані з вибору раціональних параметрів і ефективності гібридної газопарової установки.

Зважаючи на особливості компонування гібридної 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.

Характер отриманих результатів дає підґрунтя для подальшого дослідження можливостей використання водню у парогазових установках та детального дослідження процесів, які безпосередньо відбуваються у камері згоряння, за допомогою сучасних CFD комплексів.

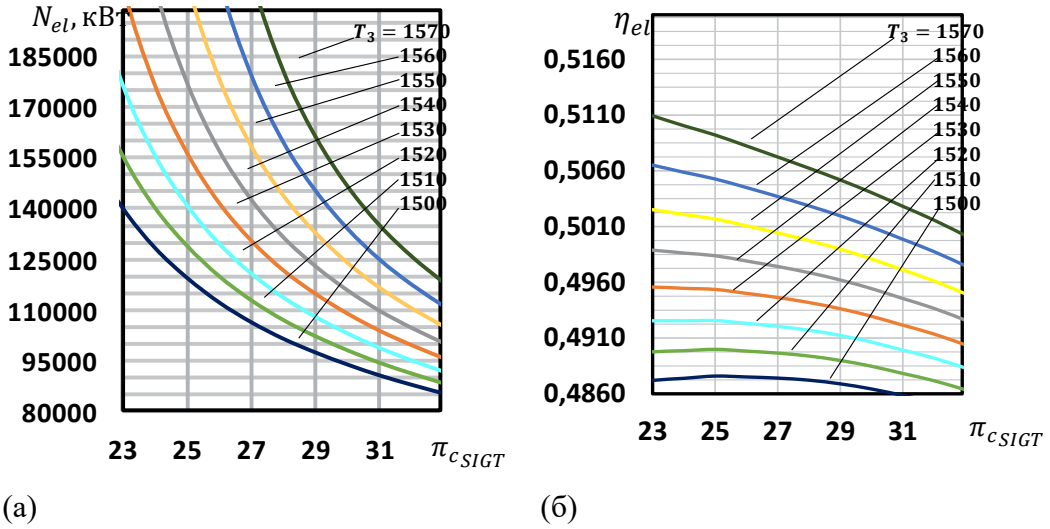

Рис. 4. Залежності потужності N_{el} (а) та ККД η_{el} (б) комбінованої газопарової установки з гібридним циклом від $\pi_{c\,SIGT}$ та T_3

Таблиця 2. Параметри установки залежно від режиму роботи

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	85	6,64	89,31	49,96	27	1570	2	2,91	748	0,4
129	87,94	3,32	80,68	49,72	27	1570	1,8	2,91	748	0,7
134	92,11	5,52	91,81	49,83	26	1570	1,9	2,8	743	0,5
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
139	95,95	5,5	91,9	49,5	24	1570	1,9	2,59	733	0,5
140	99,07	3,31	92,16	49,76	26	1570	1,8	2,8	743	0,7
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

REFERENCES

[1] Varia, N., Patel, D., Reddy Bale, V., Srinivas, T. (2018) Effects of Steam Injection on the Performance of Natural Gas Combined Cycle Power Generation System. *CSME International Congress 2018*. Toronto, On, Canada.

[2] United Nations Organization. (2015) Adoption of the Paris agreement: FCCC/CP/2015/L.9. Retrieved from https://documents-dds-ny.un.org/doc/UNDOC/LTD/G15/283/07/PDF/G1528307.pdf?OpenElement.

[3] Energy Technology Perspectives 2020 (2020). Paris, France: International Energy Agency.

[4] Serbin, S.I., Shmarkov, O.A. (2022) Obgruntuvannja vikoristanja vodnja jak paliva GTD kontaktnogo tipu. *Suchasnij stan ta problemi dvigunobuduvanja: Naukovo-tehnichna konferencia*. Mykolaiv: Torubara V.V.

[5] Gupta, K.K., Rehman, A., Sarviya, R.M. (2010) Bio-fuels for the gas turbine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* № 14, pp. 2946–2955.

[6] McAllister, S, Chen, J.-Y. (2011) Fundamentals of combustion processes. Fernandez-Pello A.C. DOI:10.1007/978-1-4419-7943-8.

[7] Nemir, G., Hamse, H. (2019) Hydrogen-fired gas turbine for power generation with exhaust gas recirculation. Academy of Economics, Society and Technology.

[8] Serbin, S., Washchilenko, N., Dzida, M., Kowalski, J. (2021) Parametric analysis of the efficiency of the combined gas-steam turbine unit of a hybrid cycle for the fpso vessel. *Polish maritime research*, № 112(4), pp. 122-132.

[9] SE GTR&PC «Zorya-Mashproekt». (2016) Marine gas turbines and propulsion plants.

[10] Ambrojevich, M.V., Shevchenko, M.A. (2019) Analiticheskoe opredelenie istinoj udel'noj szobarnoj teploemkosti component vozduha I produktov sgorania s uchetom vlianija temperaturi i davlenija i effektatermicheskoi dissociacii. Aviacionno-kosmichesaja tehnika s tehnologija, № 1(153), pp. 4-17.

[11] Megawatsoft Inc. (2023) Steam tables online. Retrieved from https://www.steamtablesonline.com/default.aspx.

[12] Carusotto, S., Goel, P., Baratta, M., Misul, D.A., Salvadori, S., Cardile, F., Forno, L., Toppino, M., Valsania, M. (2022) Combustion Characterization in a Diffusive Gas Turbine Burner for Hydrogen Compliant Applications. *Energies*, vol. 15, 4117.

[13] Romanovskyi, H.F., Vashchylenko, M.V., Serbin, S.I. (2003) Teoretychni osnovy proektuvannia sudnovykh hazoturbinnykh ahrehativ. Mykolaiv: UDMTU, 304 s.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] Varia, N., Patel, D., Reddy Bale, V., Srinivas, T. (2018) Effects of Steam Injection on the Performance of Natural Gas Combined Cycle Power Generation System. *CSME International Congress 2018*. Toronto, On, Canada.

[2] United Nations Organization. (2015) Adoption of the Paris agreement: FCCC/CP/2015/L.9. Retrieved from https://documents-dds-ny.un.org/doc/UNDOC/LTD/G15/283/07/PDF/G1528307.pdf?OpenElement.

[3] Energy Technology Perspectives 2020 (2020). Paris, France: International Energy Agency.

[4] Сербін, С.І., Шмарков, О.А. (2022) Обґрунтування використання водню як палива ГТД контактного типу. *Сучасний стан та проблеми двигунобудування: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції.* Миколаїв: Торубара В.В.

[5] Gupta, K.K., Rehman, A., Sarviya, R.M. (2010) Bio-fuels for the gas turbine: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* № 14, pp. 2946–2955.

[6] McAllister, S, Chen, J.-Y. (2011) Fundamentals of combustion processes. Fernandez-Pello A.C. DOI:10.1007/978-1-4419-7943-8.

[7] Nemir, G., Hamse, H. (2019) Hydrogen-fired gas turbine for power generation with exhaust gas recirculation. Academy of Economics, Society and Technology.

[8] Serbin, S., Washchilenko, N., Dzida, M., Kowalski, J. (2021) Parametric analysis of the efficiency of the combined gas-steam turbine unit of a hybrid cycle for the fpso vessel. *Polish maritime research*, № 112(4), pp. 122-132.

[9] SE GTR&PC «Zorya-Mashproekt». (2016) Marine gas turbines and propulsion plants.

[10] Амброжевич, М.В., Шевченко, М.А. (2019) Аналитическое определение истинной удельной изобарной теплоёмкости компонент воздуха и продуктов сгорания с учётом влияния температуры и давления и эффекта термической диссоциации. *Авиационно-космическая техника и технология*, № 1(153), с. 4-17.

[11] Megawatsoft Inc. (2023) Steam tables online. Retrieved from https://www.steamtablesonline.com/default.aspx.

[12] Carusotto, S., Goel, P., Baratta, M., Misul, D.A., Salvadori, S., Cardile, F., Forno, L., Toppino, M., Valsania, M. (2022) Combustion Characterization in a Diffusive Gas Turbine Burner for Hydrogen Compliant Applications. *Energies*, vol. 15, 4117.

[13] Романовський, Г.Ф., Ващиленко, М.В., Сербін, С.І. (2003) Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів. Миколаїв: УДМТУ, 304 с.

Дата надходження статті до редакції: 17.03.2023
Дата затвердження статті до друку: 24.03.2023