

ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 621.565180

Газопаротурбінна установка із загальним газопароутворюючим пристроєм і незалежними турбінами

А. С. Бойчук¹, Г. К. Лавренченко²✉, О. Г. Слинко³, С. В. Козловський⁴

^{1,3,4}Одеський національний морський університет, вул. Мечнікова, 34, Одеса, 65029, Україна;

²ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 188, Одеса, 65026, Україна

✉ e-mail: ²lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: ¹http://orcid.org/0000-0003-2783-7129; ²http://orcid.org/0000-0002-8239-7587;

³http://orcid.org/0000-0002-5310-4335; ⁴http://orcid.org/0000-0002-3176-835X

У статті розглядається газопаротурбінна установка із загальним газопароутворюючим пристроєм та незалежними паровою та газовою турбінами. Газопароутворюючий пристрій конструктивно являє собою два вертикально розташовані концентричні циліндри. Порожнина внутрішнього циліндра є камерою згоряння газової турбіни, а порожнина між концентричними циліндрами – пароутворюючим пристроєм. Вода, стиснута до високого тиску та регенеративно нагріта до стану насичення, розпорошується на нижню розжарену поверхню камери згоряння і перетворюється на пару. У верхній, незрошуваній частині поверхні камери згоряння, з самого початку здійснюється перегрів пари, що утворюється при дроселюванні рідини. Після перетворення в насичену пару основної частини води, яка не перетворилася повністю на пару при дроселюванні, нижня основна частина поверхні камери згоряння включається в перегрів усієї пари. Використовуючи систему клапанів, реалізуються ізохорні процеси згоряння палива та перегріву пари. Це дозволяє регулювати температуру (тиск) газів, що утворюються в газопароутворюючому пристрої та надходять на лопатки газової турбіни, а також – кількість і параметри одержуваної перегрітої пари. Пропонуємо газопаротурбінна установка позбавлена численних недоліків, які властиві як газотурбінним, так і паротурбінним установкам, а головне, їй властиві простота та мобільність при користуванні. Виконані попередні розрахунки ідеалізованої установки (без урахування немінучих термодинамічних та механічних втрат) показали її високу ефективність. При витраті природного газу 1 кг/с , тиску $p_0 = 2,2 \text{ бар}$ і температурі $t_0 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, його об'єм, перерахований на нормальні умови, становить $1,4 \text{ нм}^3/\text{с}$. Прийнявши співвідношення $1:10$ між об'ємами газоподібного палива і повітря, останнє необхідно подавати в камеру згоряння в кількості $14 \text{ нм}^3/\text{с}$ повітря. За цих умов потужність газопаротурбінної установки перевищила 33 МВт при термічному ККД $0,66$ та питомій витраті палива $0,1066 \text{ кг}/(\text{кВтгод})$.

Ключові слова: Газопаротурбінні та паротурбінні установки; Газова та парова турбіни; Перетворення теплоти на роботу; Питома витрата палива; ККД

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2208>

© The Author(s) 2021. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. Вступ

Широко використовувані в даний час газотурбінні та паротурбінні установки мають багато недоліків [1-4], основним з яких є їх низький ККД,

що обумовлюється як внутрішніми, так і зовнішніми втратами при реалізації процесів.

У паротурбінній установці зовнішня необоротність викликана низькою температурою початку підведення теплоти. Регенеративний підігрів

живильної води підвищує термічний ККД, але конструктивно суттєво ускладнює установку та, головне, кардинально не вирішує проблеми.

У газотурбінній установці втрати від необоротності обумовлені близькістю робіт компресора і турбіни та обмеженням температури газів, що подаються на лопатки турбіни. Використання лопаток, що охолоджуються, і збільшення надлишку повітря, що поступає до камери згоряння (КЗ), також не вирішує проблему, але ускладнює установку та ще більше збільшує роботу компресора.

Головним недоліком газотурбінних та паротурбінних установок є використання ізобарного процесу підведення теплоти, в якому частина теплоти витрачається на непродуктивне розширення самого робочого тіла (поза механічним пристроєм, що перетворює теплоту в роботу).

Пропонуємо термодинамічний цикл та принцип його здійснення в газопаротурбінній установці (ГПТУ) усуває перераховані недоліки газотурбінних та паротурбінних установок [5]. При запропонованій організації процесу згоряння палива в загальному газопароутворюючому пристрої здійснюється суміщення в одному агрегаті функцій камери згоряння ГТУ та парового котла ПТУ, що дозволяє легко перерозподіляти теплоту згоряння палива між газами та парою та, тим самим, регулювати їх параметри на вході у відповідні турбіни. При використанні високотемпературних відпрацьованих газів турбіни для утилізаційно-регенеративного нагріву стиснутої води до температури насичення додатково зменшуються втрати теплоти у навколишнє середовище та підвищується температура початку зовнішнього підведення теплоти до води. Дроселювання стиснутої киплячої води на зовнішню поверхню КЗ призводить до її миттєвого випаровування при більшій різниці температур води та поверхні КЗ в порівнянні з теплообміном у паровому котлі. Крім того, перегрів пари, що виникає при дроселюванні води, починається відразу в процесі її утворення при взаємодії з поверхнею КЗ, що не зростає. Після випаровування води, що не перетворилася повністю на пару при дроселюванні, вся поверхня КЗ включається в процес перегріву пари. Все це інтенсифікує процес перетворення води в перегріту пару.

Системою зовні керуємих та автоматично спрацьовуваних клапанів регулюють кількість пари, що утворюється і працює у паровому циклі, а також параметри газу та пари, що надходять на лопатки відповідних турбін.

2. Ідеалізований цикл газопаротурбінної установки

Визначимо показники ГПТУ. Розглядатимемо цикли ПТУ та ГТУ, що здійснюються з урахуванням лише термодинамічних втрат від внутрішньої необоротності. Термодинамічний цикл пропонуємої газопаротурбінної (ГПТУ) установки зображено на рис. 1. Він складається з двох циклів: ГТУ (8-9-10-11-8) та ПТУ (1-2-3-4-5-6-7-1).

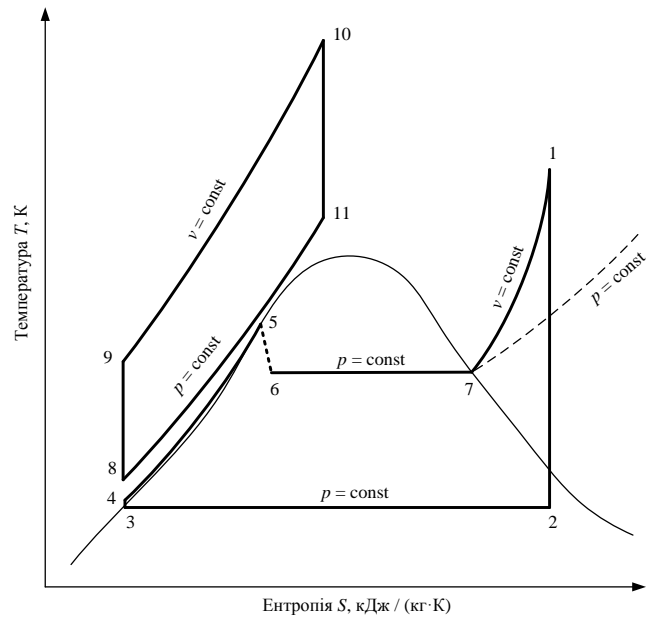


Рисунок 1 – Термодинамічний цикл газопаротурбінної установки із загальним газопароутворюючим пристроєм та незалежними турбінами:
1-2-3-4-5-6-7-1 – термодинамічний цикл ПТУ;
8-9-10-11-8 – термодинамічний цикл ГТУ

Ідентифікуємо процеси, що утворюють цикл ГТУ: 8-9 – адіабатне стиснення повітря компресором І (рис. 2) до відносно невисокого тиску (2 бар), що сприяє усуненню головного недоліку сучасних ГТУ – близькості робіт компресора та турбіни; 9-10 – ізохорний процес підведення теплоти (одна з переваг ГПТУ); 10-11 – класичний ізоентропний процес розширення газів у турбіні; 11-8 – ізобарне відведення теплоти з циклу ГТУ та її утилізаційно-регенеративне підведення в цикл ПТУ (процес 4-5).

Ідентифікуємо реалізовані процеси в циклі ПТУ: 1-2 – ізоентропне розширення пари в турбіні; 2-3 – конденсація пари; 3-4 – стиснення живильної води; 4-5 – регенеративний підігрів живильної води до стану насичення; 5-6 – дроселювання; 6-7 – ізобарний процес випаровування киплячої води; 7-1 – ізохорний процес перегріву пари.

Для ілюстрації працездатності та високої ефективності запропонованої газопаротурбінної установки нижче розглядається її пристрій та принцип дії, а також наводяться результати її теплового розрахунку.

3. Пристрій і принцип дії установки

Головним елементом пропонуємої установки є газопароутворюючий пристрій (ГПУП), що конструктивно являє собою два концентричні циліндри, розташованих вертикально (див. рис. 2). Внутрішній циліндр утворює камеру згоряння, подібну до використовуваної в газотурбінній установці з ізохорним процесом підведення теплоти. Стиснене компресором повітря подається в камеру згоряння (або в змішувач палива і повітря), куди подається і паливо, через редукційний вентиль із видаткової цистерни, де воно зберігається під підвищеним тиском (10...20 бар). Якщо використовується змішувач, то він влаштовується за принципом карбюратора ДВЗ із ізохорним підведенням теплоти. Згоряння палива в КЗ здійснюється при постійному обсязі, для чого камера згоряння обладнана зовні керованими впускними клапанами палива D і повітря E та автоматичним випускним клапаном газу A, налаштованим на певний тиск (температуру) газів, що виходять із КЗ в газовий ресивер (на схемі не показано) і потім надходять на лопатки турбіни.

Тиск та температура газів, що подаються на лопатки газової турбіни регулюються кількістю повітря та палива, що подаються в КЗ, і моментом відкриття автоматичного випускного клапана A.

Об'єм, обмежений зовнішнім циліндром та зовнішньою поверхнею КЗ, утворює камеру перетворення води на пару (КПВП). Вода, стиснена до високого тиску (чим вище тиск стиснення води, тим більша її частина при дроселюванні на поверхню КЗ перетворюється на пару (у розглядаємому варіанті роботи установки прийнято тиск 80 бар). Утилізаційно-регенеративно нагріта вода до температури насичення, дроселюється на зовнішню поверхню КЗ. Вода, яка при дроселюванні не перетворилася в пару, будучи дрібно розпорошеною на поверхню КЗ, миттєво перетворюється на насичену пару.

Вода, що не випарилася з будь-якої причини, стікає на дно КПВП і, в міру накопичення, повертається через клапан С в змішувач води XI. Там вона змішується з конденсатом, який подається

конденсатним насосом IX, та додатковою водою (у разі потреби), що подається насосом XV. Вода, що утворилася в змішувачі, поживним насосом XII прямує в ГПУП через поверхневий утилізаційно-регенеративний підігрівач XIII, що обігрівається відпрацьованими газами турбіни.

Тиск дроселювання киплячої води на поверхні КЗ в аналізованому варіанті роботи ГПУП прийнято рівним 30 бар. Тиск у КПВП підвищується спочатку через процеси пароутворення та ізохорного перегріву пари, що одночасно відбуваються, при контакті з верхньою незрошувасною частиною поверхні КЗ, а потім внаслідок перегріву всієї пари при контакті з усією поверхнею КЗ. Камера перетворення води в пару також обладнана автоматичним клапаном. Він відрегульований на кінцевий заданий тиск (температуру), що забезпечується ізохорним процесом перегріву пари. Випуск пари здійснюється в ресивер XVI, з'єднаний паропроводом з паровою турбіною VI.

Кожне з робочих тіл (пара та газ) подаються на лопатки своїх турбін (парової та газової), де розширюються до тиску, що відповідає температурі використовуваного охолоджуючого середовища.

4. Тепловий розрахунок ідеалізованого термодинамічного циклу установки

Для ілюстрації здійсненності та оцінки ефективності пропонуємого способу перетворення теплоти згоряння палива в механічну роботу, виконано тепловий розрахунок ідеалізованого термодинамічного циклу ГПУП, що розглядається, при витраті палива 1 кг/с [6].

Розрахунок виконано для природного газу (метану, CH_4), нижча теплота згоряння якого залежить від його складу і коливається в інтервалі 41...49 МДж/кг, а найвища (в аналізованому циклі саме її слід використовувати в розрахунках) дорівнюватиме ≈ 50 МДж/кг. Об'єм 1 кг метану при тиску $p_0 = 2,2$ бар і $t_0 = 30$ °С в ідеальногазовому наближенні дорівнює (нехай за таких параметрів метан подається в камеру згоряння з резервуару, де він зберігається під підвищеним тиском):

$$V_{\text{CH}_4} = \frac{M \cdot R_{\text{CH}_4} \cdot T_0}{p_0} = \frac{1 \cdot 519,30 \cdot 303,15}{2,2 \cdot 10^5} = 0,72 \text{ м}^3/\text{с}, (1)$$

де M – прийнята витрата палива, кг/с.

Тоді цей об'єм 1 кг/с метану, перерахований у нм^3 ,

$$V_{\text{CH}_4} = \frac{V_{\text{CH}_4} \cdot T_{\text{H}}}{p_{\text{H}}} \cdot \frac{p_{0,\text{CH}_4}}{T_{0,\text{CH}_4}} =$$

$$= \frac{0,72 \cdot 273,15}{1,01325} \cdot \frac{2,2}{303,15} = 1,40 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2)$$

Приймаємо співвідношення між об'ємами газоподібного палива та повітря, що подаються до КЗ, як 1:10. Тоді об'єм повітря, необхідний для повного згоряння палива, дорівнює $14 \text{ м}^3/\text{с}$.

Дійсний об'єм повітря, що всмоктується і стискається компресором і приведений до параметрів навколишнього середовища ($p_{\text{пов}} = 1,01325$ бар і $t_{\text{пов}} = 30^\circ\text{C}$)

$$V_{\text{пов}} = \frac{p_{\text{H}} \cdot V_{\text{H}} \cdot T_{\text{пов}}}{p_{\text{пов}} \cdot T_{\text{H}}} = \frac{1,01325 \cdot 14 \cdot 303,15}{1,01325 \cdot 273,15} = 15,54 \text{ м}^3/\text{с} \quad (3)$$

Визначаємо підвищення температури атмосферного повітря при його адиабатному стисненні до тиску $p_9 = 2$ бар із співвідношення

$$\frac{T_9}{T_8} = \left(\frac{p_9}{p_8} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

звідси

$$T_9 = T_8 \cdot \left(\frac{p_9}{p_8} \right)^{\frac{k-1}{k}} =$$

$$= 303,15 \cdot \left(\frac{2}{1,01325} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 368,16 \text{ К}, \quad (4)$$

де k – показник адиабатного процесу стиснення повітря.

Маса повітря, що подається в камеру згоряння,

$$M_{\text{пов}} = \frac{p_9 \cdot V_{\text{пов}}}{R_{\text{пов}} \cdot T_9} = \frac{2,0 \cdot 10^5 \cdot 15,54}{287,1 \cdot 368,16} = 29,40 \text{ кг/с}. \quad (5)$$

Суміш, отримана у пропорції 1 кг/с метану на $29,40$ кг/с повітря, згоряє у КЗ.

Ізохорна та ізобарна теплоємності в ідеально-газовому наближенні:

метану

$$c_{v,\text{CH}_4} = 3R = 3 \cdot 0,5193 = 1,5579 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$c_{p,\text{CH}_4} = 4R = 4 \cdot 0,5193 = 2,0772 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

повітря

$$c_{v,\text{возд}} = 2,5R = 2,5 \cdot 0,2871 = 0,71775 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$c_{p,\text{возд}} = 3,5R = 3,5 \cdot 0,2871 = 1,00485 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

суміші метан-повітря, розрахованої виходячи з адитивних співвідношень,

$$c_{v,\text{сум}} = \frac{M_{\text{пов}} \cdot c_{v,\text{пов}} + M_{\text{CH}_4} \cdot c_{v,\text{CH}_4}}{M_{\text{пов}} + M_{\text{CH}_4}} =$$

$$= \frac{29,40 \cdot 0,71775 + 1 \cdot 1,5579}{29,40 + 1} = 0,75 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$c_{p,\text{сум}} = \frac{M_{\text{пов}} \cdot c_{p,\text{пов}} + M_{\text{CH}_4} \cdot c_{p,\text{CH}_4}}{M_{\text{пов}} + M_{\text{CH}_4}} =$$

$$= \frac{29,40 \cdot 1,00485 + 1 \cdot 2,0772}{29,40 + 1} = 1,04 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Показник адиабати суміші метан-повітря

$$k = \frac{c_{v,\text{см}}}{c_{p,\text{см}}} = \frac{1,04}{0,75} = 1,39.$$

Температура суміші перед її запаленням (точка 9 у циклі ГТУ, див. рис. 1)

$$T_{9,\text{сум}} = \frac{M_{\text{CH}_4} \cdot c_{p,\text{CH}_4} \cdot T_{\text{CH}_4} + M_{\text{пов}} \cdot c_{p,\text{пов}} \cdot T_{9,\text{пов}}}{M_{\text{CH}_4} \cdot c_{p,\text{CH}_4} + M_{\text{пов}} \cdot c_{p,\text{пов}}} =$$

$$= \frac{1 \cdot 2,0772 \cdot 303,15 + 29,40 \cdot 1,00485 \cdot 368,16}{1 \cdot 2,0772 + 29,40 \cdot 1,00485} =$$

$$= 363,89 \text{ К}. \quad (6)$$

Враховуючи жароміцні характеристики матеріалу лопаток газової турбіни, приймаємо температуру газів наприкінці ізохорного процесу згоряння палива рівною 650°C ($923,15 \text{ К}$) (точка 10 циклу ГТУ, див. рис. 1). Після цього розраховуємо тиск газів, що надходять на лопатки турбіни, з наступного співвідношення:

$$T_{10} = T_9 \cdot \frac{p_{10}}{p_9} \Rightarrow p_{10} =$$

$$= p_9 \cdot \frac{T_{10}}{T_9} = \frac{923,15}{363,89} \cdot 2,0 = 5,07 \text{ бар} \approx 5 \text{ бар}. \quad (7)$$

Тиск p_{10} забезпечується автоматичним випускним клапаном АКС (див. рис.2).

Якщо прийняти тиск газів наприкінці ізохорного процесу згоряння палива в КЗ $p_{10} = 5,0$ бар (що забезпечується відповідним настроюванням випускного клапана А), тоді температура газів, що надходять на лопатки турбіни,

$$T_{10} = T_9 \cdot \frac{p_{10}}{p_9} = 363,89 \frac{5}{2} = 909,73 \text{ K} \approx 637 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (8)$$

Маса газів (суміші метан-повітря)

$$M_{\text{сум}} = M_{\text{CH}_4} + M_{\text{пов}} = 1 + 29,40 = 30,40 \text{ кг/с}. \quad (9)$$

Кількість молей, що утворюють суміш метан-повітря,

$$n = \frac{29,40}{28,96} + \frac{1}{16,04} = 1,08. \quad (10)$$

Молекулярна маса суміші метан-повітря, що задається

$$\bar{\mu} = \frac{M_{\text{см}}}{n} = \frac{30,40}{1,08} = 28,15 \text{ кг/кмоль}. \quad (11)$$

Газова постійна суміші метан-повітря

$$R_{\text{сум}} = \frac{8,31447}{28,15} = 0,2954 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}. \quad (12)$$

Об'єм газу, що надходить на лопатки турбіни,

$$V_{\text{газ}} = \frac{M_{\text{см}} \cdot R_{\text{см}} \cdot T_{\text{газ}}}{p_{\text{газ}}} = \frac{30,40 \cdot 295,4 \cdot 909,73}{5 \cdot 10^5} = 16,34 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (13)$$

Приймаємо, що газ розширюється до атмосферного тиску, тоді $p_{11} = 1,01325$ бар. Температура газів наприкінці розширення розраховується як

$$T_{11} = T_{10} \cdot \left(\frac{p_{11}}{p_{10}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 909,73 \cdot \left(\frac{1}{5} \right)^{\frac{1,39-1}{1,39}} = 579,16 \text{ K} = 306,01 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (14)$$

Потужність турбіни при розширенні 30,4 кг/с газу

$$N_{\text{тур}} = c_{p \text{ см}} \cdot M_{\text{см}} \cdot (T_{10} - T_{11}) = 1,04 \cdot 30,40 \cdot (909,73 - 579,16) = 10451,30 \text{ кВт}. \quad (15)$$

Потужність компресора, що стискає 29,4 кг повітря,

$$N_{\text{ком}} = c_{p \text{ возд}} \cdot M_{\text{возд}} \cdot (T_9 - T_8) = 1,00485 \cdot 29,40 \cdot (368,16 - 303,15) = 1920,56 \text{ кВт}. \quad (16)$$

Потужність ГТУ при витраті 1 кг/с палива

$$N_{\text{ГТУ}} = N_{\text{тур}} - N_{\text{ком}} = 10451,30 - 1920,56 = 8530,74 \text{ кВт}. \quad (17)$$

Приймаємо тиск стиснення води живильним насосом 80 бар, а кінцевий тиск розширення пари в турбіні – 0,08 бар (такий тиск прийнято виходячи з допустимого ступеня вологості пари на останніх ступенях його розширення в турбіні). Тоді питома робота, що споживається живильним насосом,

$$l_{\text{нас}} = v_3 \cdot (p_k - p_n) = 0,0010085 \cdot (80 - 0,08) \cdot 10^2 = 8,06 \text{ кДж/кг}. \quad (18)$$

Параметри води, стиснутої живильним насосом дорівнюють:

- тиск $p_4 = 80$ бар;
- ентропія $s_4 = s_3 = 0,59249$ кДж/(кг К);
- ентальпія $h_4 = h_3 + l_{\text{нас}} = 173,84 + 8,06 = 181,90$ кДж / кг.

Ентальпія і температура насиченої рідини при тиску 80 бар – $h_5 = 1317,3$ кДж/кг та $t_5 = 295,01$ °С.

Дроселюючи киплячу воду до тиску 30 бар, отримуємо парорідинну суміш, ентальпія та питома об'єм якої $h_6 = h_5 = 1317,3$ кДж/кг та $v_6 = 0,00410456$ м³/кг, відповідно. Ентальпія та питома об'єм сухої насиченої пари при цьому тиску – $h_7 = h'' = 2803,2$ кДж/кг та $v_7 = 0,066664$ м³/кг.

Перегриваючи насичену пару ізохорно при $v_7 = \text{const}$ до заданої (прийнятої) температури (тиску), отримуємо стан пари, що надходить на лопатки парової турбіни (точка 1 циклу ПТУ на рис. 1) і тим самим визначаємо кількість пари, що утворюється в циклі ПТУ. Приймаємо температуру перегріву пари, виходячи з жароміцності лопаток турбіни, рівною 600 °С. Тоді параметри пари, що надходить на лопатки турбіни, дорівнюють:

- питома об'єм $v_1 = v_7 = 0,066664$ м³/кг
- ентальпія $h_1 = 3659,7$ кДж/кг,
- внутрішня енергія $u_1 = 3267,9$ кДж/кг
- ентропія $s_1 = 7,1796$ кДж/(кг К),
- тиск пари $p_1 = 58,78$ бар.

Внутрішня енергія насиченої пари напочатку ізохорного процесу перегріву:

$$u_7 = 2603,2 \text{ кДж/кг}$$

Кількість пари, що утворюється в циклі при спалюванні 1 кг/с метану, розраховується з теплового балансу ГПУП:

$$Q_B^p \cdot M_{\text{CH}_4} = M_{\text{парі}} [(h_7 - h_6) + (u_1 - u_7)] + M_{\text{газу}} c_{v,\text{газу}} (T_{10} - T_9), \text{ кДж/кг.} \quad (19)$$

Звідси

$$M_{\text{парі}} = \frac{Q_B^p \cdot M_{\text{CH}_4} - M_{\text{газу}} c_{v,\text{газу}} (T_{10} - T_{9,\text{сум}})}{(h_7 - h_6) + (u_1 - u_7)} = \frac{50000 \cdot 1 - 30,40 \cdot 0,75(909,73 - 363,89)}{(2803,2 - 1317,3) + (3267,85 - 2603,19)} = 17,46 \text{ кг/с,} \quad (20)$$

де Q_B^p – вища питома теплота згоряння метану, що дорівнює $50 \cdot 10^3$ кДж/кг; M_{CH_4} – витрата метану, що становить 1 кг/с.

Об'єм пари, що надходить на лопатки турбіни,

$$V_{\text{парі}} = M_{\text{парі}} v_{\text{парі}} = 17,46 \cdot 0,066664 = 1,164 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (21)$$

Кінцевий тиск розширення пари в турбіні 0,08 бар (прийнято з умови забезпечення допустимої вологості пари наприкінці адиабатного процесу розширення пари в турбіні). Тоді параметри пари наприкінці ізоентропного розширення (точка 2 циклу ПТУ; див рис. 1):

- ентальпія – 2246,5 кДж/кг;
- температура – (+41,51 °С);
- питомий об'єм – 15,615 м³/кг.

Потужність парової турбіни при адиабатному розширенні 17,46 кг/с пари

$$N_{\text{тур}} = M_{\text{пар}} \cdot (h_1 - h_2) = 17,46 \cdot (3659,7 - 2246,5) = 24674,47 \text{ кВт.} \quad (22)$$

Потужність живильного насоса, що стискає 17,46 кг/с води,

$$N_{\text{нас}} = M_{\text{пар}} \cdot l_{\text{нас}} = 17,46 \cdot 8,06 = 140,73 \text{ кВт.} \quad (23)$$

Потужність ПТУ

$$N_{\text{ПТУ}} = N_{\text{тур}} - N_{\text{нас}} = 24674,47 - 140,73 = 24533,74 \text{ кВт.} \quad (24)$$

Потужність ГПУ

$$N_{\text{ГПУ}} = N_{\text{ПТУ}} + N_{\text{ГТУ}} = 24533,74 + 8530,74 = 33064,48 \text{ кВт.} \quad (25)$$

Отже, при витраті 1 кг/с метану потужність установки становитиме

$$N_{\text{ГПУ}} = 33064,48 \text{ кВт.} \quad (26)$$

Питома теоретична витрата палива (метану)

$$b_T = \frac{G_{\text{палива}}}{N_{\text{ГПУ}}} = \frac{3600}{33064,48} = 0,1089 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (27)$$

З формули

$$b_T = \frac{G_{\text{палива}}}{Q_B^p \cdot \eta_T} \quad (28)$$

розрахуємо термічний ККД установки

$$\eta_T = \frac{3600}{Q_B^p \cdot b_T} = \frac{3600}{50 \cdot 10^3 \cdot 0,1089} = 0,6612. \quad (29)$$

Виходячи з отриманої розрахунковим шляхом кількості пари (17,46 кг/с) та прийнятої витрати палива (1 кг/с) визначимо необхідну поверхню теплообміну КПВП. Поверхня повинна забезпечувати випаровування води, що не перетворилася на пару при дроселюванні, та ізохорний перегрів усієї пари до температури 600 °С.

Кількість теплоти, яка необхідна для випаровування води, що залишається після її дроселювання,

$$Q_{\text{вип}} = M_{\text{парі}} (h_7 - h_6) = 17,6 \cdot (2803,2 - 1317,3) = 25943,81 \text{ кВт.} \quad (30)$$

Теплота, яка необхідна для ізохорного перегріву всієї пари до прийнятих параметрів температури (тиску)

$$Q_{\text{пер}} = M_{\text{парі}} (u_1 - u_7) = 17,6 \cdot (3267,85 - 2603,2) = 11604,79 \text{ кВт.} \quad (31)$$

З огляду на велику різницю температур між поверхнею стінки КЗ і водою, що розпилюється, режим кипіння води можна прийняти плівковим з питомим тепловим потоком $q \geq 2000$ кВт/м² [7].

Враховуючи це, визначаємо поверхню, необхідну для випаровування,

$$F_{\text{вип}} = Q_{\text{вип}} / q_{\text{вип}} = 25943,81 / 2000 = 12,97 \text{ м}^2. \quad (32)$$

Приймаючи питомий тепловий потік при перегріві пари рівним $q_{\text{пер}} \geq 1000 \text{ кВт/м}^2$, розраховуємо поверхню, необхідну для перегріву пари

$$F_{\text{пер}} = Q_{\text{пер}} / q_{\text{пер}} = 11604,79 / 1000 = 11,60 \text{ м}^2. \quad (33)$$

Співвідношення між кількістю пари, що утворюється при дроселюванні води, і кількістю пари, що отримується при випаровуванні води, дорівнює 0,1728. Збільшивши поверхню кипіння на 17,3%, можна отримати таку поверхню КЗ, яка забезпечуватиме випаровування води, що залишається після дроселювання, і перегрів усієї генеруємої пари. При цьому на верхній, незрошуваній поверхні КЗ (17,3% від загальної поверхні), буде здійснюватися перегрів пари, що утворюється при дроселюванні води, а на решті поверхні КЗ спочатку кипить вода, що залишилася після дроселювання, а після її випаровування буде перегріватися пара. Отже, загальна поверхня теплопередавання (поверхня КЗ) у аналізованому варіанті дорівнює 15,2 м².

Задавшись діаметром камери згоряння, розраховуємо її висоту із співвідношення $F = \pi \cdot D \cdot H$. Наприклад, при діаметрі КЗ 2 м її не перевищить 2,5 м.

4. Висновки

Аналізуючи розраховані теплотехнічні показники для прийнятого варіанту здійснення теоретичного циклу пропонуємої найпростішої газопаротурбінної установки, в якій робочі тіла (водяна пара і повітря) розширюються до 0,08 бар та 1,01325 бар, можна стверджувати, що така установка конструктивно здійсненна і дуже ефективна. Так, термічний ККД пропонуємої ГПТУ дорівнює 0,6612, тоді як у кращих варіантах ПТУ та ГТУ їх значення не перевищують 0,5.

Температури робочих тіл в кінці розширення пари до 41,0 °С, а газу до 306,9 °С дозволили у розглянутому варіанті ГПТУ використовувати гази, що відпрацювали для утилізаційно-регенеративного підігріву живильної води.

У пропонуємої установці надалі можуть незалежно удосконалюватися як термодинамічний

цикл ПТУ (наприклад, використовувати проміжний перегрів пари, розширювати пару до тиску значно нижче розглянутого у прикладі), так і цикл ГТУ (наприклад, застосовувати регенеративний підігрів суміші повітря і палива перед камерою згоряння або розширення газів до тиску нижче атмосферного). Все це сприятиме подальшому підвищенню термічного ККД пропонуємої ГПТУ.

Крім того, розглянута ГПТУ має низку конструктивних переваг у порівнянні з широко використовуваними окремо газотурбінними та паротурбінними установками:

- немає громіздкого за габаритами та важкого за масою класичного парового котла;
- відсутні втрати великої статичної теплоти, що витрачається на виведення котла на робочий режим та природної втрати її при зупинці ПТУ;
- конструктивно спрощено теплообмінний апарат у вигляді газопароутворюючого пристрою;
- спрощений процес теплової ізоляції газопароутворюючого пристрою для зменшення втрати теплоти в навколишнє середовище: відносно малий циліндр легше ізолювати, ніж великий за розмірами і складний за формою паровий котел;
- відсутні втрати теплоти від камери згоряння ГТУ у навколишнє середовище;
- можливий перерозподіл теплоти згоряння палива між паром та газом, що дозволяє регулювати їх вихідні температури залежно від жароміцності використовуваних елементів парової та газової турбін (лопаток);
- обмежено використання із термодинамічних циклів неефективного з термодинамічної точки зору ізобарного процесу підведення теплоти;
- мобільність при пуску та зупинці ГПТУ (немає масивного парового котла з великою масою холодної води при пуску та гарячій – при зупинці ПТУ; теплота, що витрачається на виведення котла на робочий режим, просто витрачається при зупинці ПТУ);
- спрощено процес нарощування потужності ГПТУ як при її проектуванні (використання декількох ідентичних газопароутворюючих пристроїв та турбін в одній установці), так і при її експлуатації (ввімкненням/вимкненням наявних газопароутворюючих пристроїв та турбін).

Особистий внесок авторів CRediT

Бойчук А.С.: візуалізація, формальний аналіз, еволюція загальних цілей та завдань. **Лавренченко Г.К.:** перевірка, формальний аналіз, написання

– огляд та редагування, адміністрування. **Слинько О.Г.:** концептуалізація, методологія, дослідження, написання – оригінальний проект. **Козловський С.В.:** візуалізація, верифікація, програмне забезпечення.

Література

1. Кириллин В.А., Сычѳв В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
2. Васильев В.К. Теория судовых турбин. – Л.: Судпромгиз, 1955. – 486 с.
3. Курзон Г.А. Судовые паровые и газовые турбины Т. I, и Т II. – Л.: Судпромгиз, Т.1, 1958. – 304 с. – Т.2, 1962. – 592 с.
4. Котляр И.В. Судовые газотурбинные установки. – Л.: Изд-во «Судостроение», 1967. – 283с.
5. Вассерман А.А., Слинько А.Г. Повышение экономичности паротурбинных установок // Технические газы. – 2018. – Т.18. – №1. – С.49-52.
6. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, Version 8.0. – Gaithersburg, 2007. – 51 p.
7. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.

Отримана в редакції 03.11.2021, прийнята до друку 26.11.2021

Gas-steam turbine unit with common gas-steam generating device and independent turbines

Artem Boychuk¹, Georg Lavrenchenko²✉, Oleksii Slinko³, Sergiy Kozlovskiy⁴

^{1,3,4}Odessa National Maritime University, 34 Mechnikova str., Odessa, 65029, Ukraine;

²«Institute of Low Temperature Energy Technology», POB 188, Odessa, 65026, Ukraine

✉ e-mail: ²lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-2783-7129>; ²<http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>;

³<http://orcid.org/0000-0002-5310-4335>; ⁴<http://orcid.org/0000-0002-3176-835X>

A gas-steam turbine unit with a common gas-steam generating device and independent steam and gas turbines is considered. The gas-steam generating device is structurally two vertically arranged concentric cylinders. The space of the inner cylinder is the combustion chamber of the gas turbine, and the space between the concentric cylinders is the steam generating device. Water, compressed to high pressure and regeneratively heated to saturation, is sprayed onto the lower side of the heated surface of the combustion chamber and turns into saturated steam. In the upper part of the surface of the combustion chamber, the superheating of the vapor formed during throttling of the saturated liquid is carried out. After converting the main part of the water into saturated steam, which did not turn into steam during throttling, the lower main part of the combustion chamber surface is included in the superheating of the entire steam. Using a system of valves, isochoric processes of fuel combustion and steam superheating are provided. This makes it possible to regulate the temperature (pressure) of the gases entering the gas turbine blades, as well as the amount and parameters of the superheated steam produced. The proposed gas-steam turbine unit is devoid of numerous disadvantages, both gas turbine and steam turbine units, and most importantly, it is characterized by simplicity and mobility. Preliminary calculations of the idealized installation (without taking into account the inevitable thermodynamic and mechanical losses) have shown its high efficiency. At a natural gas consumption of 1 kg/s, a pressure of $p_0 = 2,2$ bar and a temperature of $t_0 = 30$ °C, its specific volume, recalculated to normal conditions, is 1.4 nm³/s. Having adopted a ratio of 1:10 between the volumes of gaseous fuel and air entering the combustion chamber, it was required to supply 14 nm³/s of air to the combustion chamber. Under these conditions, the power of the gas-steam turbine plant exceeded 33 MW with a thermal efficiency of 0,66 and a specific fuel consumption of 0,1066 kg/(kWh).

Keywords: Gas-steam turbine and steam turbine units; Gas and steam turbines; Converting heat into work; Specific fuel consumption; Efficiency.

References

1. **Kirillin, V.A., Sychev, V.V., Sheindlin, A.E.** (1983) Technical thermodynamics. *M.: Energoatomizdat, 416.*
2. **Vasiliev, V.K.** (1955) The theory of ship turbines. *L.: Sudpromgiz, 486.*
3. **Kurzon, G.A.** (1958, 1962) Marine steam and gas turbines T. I and T II. *L.: Sudpromgiz, T. 1, 304; T.2, 592.*
4. **Kotlyar, I.V.** (1967) Marine gas turbine units. *L.: Izd-vo "Sudostroenie", 283.*
5. **Vasserman, A.A., Slynko, A.G.** (2018) Increasing the efficiency of steam turbine plants. *Tekhnicheskie gazy, 18, 1, 49-52.*
6. **Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O.** (2007) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, Version 8.0. *Gaithersburg, 51.*
7. **Mikheev, M.A., Mikheeva, I.M.** (1977) Basics of heat transfer. *M.: Energiya, 344.*

Received 03 November 2021

Approved 26 November 2021

Available in Internet 29 December 2021