

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.56/.59

Термодинамічний цикл комбінованої воднево-паротурбінної установки

Г. К. Лавренченко¹✉, О. Г. Слинко², В. М. Галкін³, С. В. Козловський⁴, А. С. Бойчук⁵

¹ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 188, Одеса, 65026, Україна;

²⁻⁵Одеський національний морський університет, вул. Мечнікова, 34, Одеса, 65029, Україна

✉ e-mail: ¹lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; ²<http://orcid.org/0000-0002-5310-4335>; ³<http://orcid.org/0000-0002-7640-5106>; ⁴<http://orcid.org/0000-0002-3176-835X>; ⁵<http://orcid.org/0000-0003-2783-7129>

На зміну вуглецевій енергетиці, що суттєво біо- і тепло- забруднює атмосферу Землі, йде екологічно чиста воднева енергетика. Тому будь-які зусилля, спрямовані на прискорене просування водневої енергетики в практику, актуальні й виправдані. В даній роботі розглядається один з можливих варіантів використання водню у якості палива комбінованої воднево-паротурбінної установки (КВПТУ) з ізохорним процесом його окиснення в повітрі камери згоряння. В установці також використовується гідродинамічний спосіб перетворення води в насичену пару та ізохорний процес її перегріву за рахунок теплоти згоряння водню. У циклі реалізовані ізохорні процеси згоряння водню у повітрі і перегрів насиченої пари, що утворюється з води, яка дроселюється на поверхню камери згоряння водню. Це зменшує кількість теплоти, яка затрачується для досягнення максимальних заданих значень температур та тисків води і водню наприкінці відповідних процесів. Для ілюстрації можливості та ефективності пропонуємого способу перетворення теплоти згоряння водню в повітрі в роботі виконані теплові розрахунки зразкових «ідеалізованих» термодинамічних циклів двох варіантів установки: в першому варіанті паро-азотна суміш розширюється до атмосферного тиску, у другому – нижче атмосферного тиску. Гідродинамічний спосіб перетворення малої кількості води в насичену пару виключає втрати теплоти, які властиві класичному паровому котлу і необхідні для введення його в робочий режим. Крім того, виключаються втрати теплоти в навколишнє середовище як з викидними газами, так і від неповноти згоряння палива. Це забезпечує значення термічного ККД η_t такої комбінованої воднево-паротурбінної установки рівним 0,4818. При секундній витраті водню $M_{H_2} = 90$ г/с, теоретична потужність N_T такої установки складає 6064 кВт, а питома витрата b_T водню становить 0,05337 кг/(кВт·год).

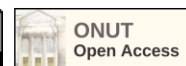
Ключові слова: Водень; Гідродинамічний спосіб перетворення води; Ізохорні процеси згоряння водню; Перегріта пара; Насичена пара; Паротурбінна установка

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i3.2488>

© The Author(s) 2022. 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

В Україні планується прискорення трендів добичі і виробництва водню – ефективного і потужного енергоносія [1-5]. Для його використання в теплоенергетиці (основі енергетичної потужності країни) потрібні установки для перетворення його теплоти згоряння в механічну (електричну) енергію.

У даній роботі розглядається інноваційний термодинамічний цикл комбінованої воднево-паротурбінної установки (КВПТУ), в основу якого покладені ізохорні процеси згоряння водню й перегріву пари, яку перманентно отримують гідродинамічним способом шляхом розпорошення дискретної (малої) кількості води на поверхню камери згоряння водню. Принципова схема такої установки наведена на рис. 1.

2. Будова термодинамічного циклу і принцип дії комбінованої воднево-паротурбінної установки

Основним елементом КВПТУ (рис.1) є пароутворюючий пристрій (ПУП) III, який конструктивно являє собою два концентричні циліндри, що розташовані вертикально. Об'єм внутрішнього циліндра є камерою згоряння (КЗ) III водню в повітрі.

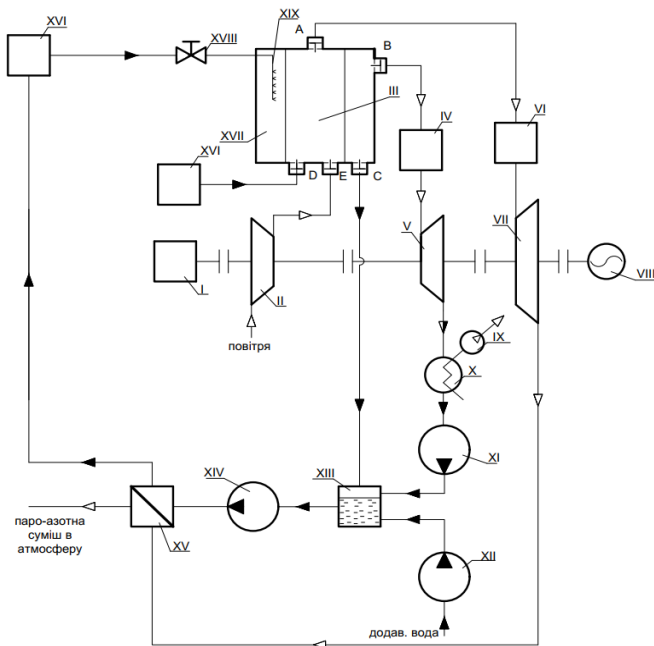


Рисунок 1 – Принципова схема комбінованої воднево-паротурбінної установки: I – пусковий двигун (стартер); II – повітряний компресор; III – пароутворюючий пристрій (камера згоряння водню); IV – ресивер перегрітої пари, що утворюється в камері перетворення води в пару і її перегріву (КПВПП); V – турбіна, що працює на парі, яка утворюється в КПВПП; VI – ресивер паровозотної суміші; VII – турбіна, що працює на паровозотній суміші; VIII – споживач механічної енергії (електрогенератор); IX – вакуумний насос; X – конденсатор пари, що відпрацювала в турбіні, яка працює на парі, що утворюється в КПВПП; XI – конденсатний (бустерний) насос; XII – насос додаткової води; XIII – збірник живильної води; XIV – живильний насос КПВПП; XV – регенеративний підігрівач води, що подається в КПВПП; XVI – ресивер насиченої води, що подається в КПВПП; XVII – КПВПП; XVIII – імпульсний клапан; XIX – розпорошувач насиченої води.

Для забезпечення ізохорного процесу згоряння водню, КЗ обладнана впускними D, E і випуск-

ним A клапанами. Стехіометрична кількість повітря при закритих випускному клапані A і впускному клапані D нагнітається компресором II у КЗ III. При закритих впускному E й випускному A клапанах у КЗ III впрорскується через клапан D стехіометрична кількість водню. Суміш запалюється й згорає при постійному об'ємі. Випускний клапан A відкривається після повного згоряння суміші, що забезпечується відповідним налаштуванням цього клапану на тиск чи температуру кінця процесу згоряння.

Об'єм, що утворюється між зовнішнім циліндром й зовнішньою поверхнею камери згоряння III, є камерою перетворення води в перегріту пару (КПВПП), яка виконує функцію класичного котла. Вода, «стиснута» до заданого (розрахованого) тиску й регенеративно нагріта до температури насичення, накопичується в ресивері XVI. Мала кількість води через імпульсний клапан XVIII подається в розпорошувач води XIX, який розпорошує її тонким шаром (у розглянутому розрахунковому варіанті товщина шару води приблизно складає 0,61 мм) на зовнішню поверхню КЗ III. Кількість такої води визначається кількістю теплоти, що залишається від теплоти згоряння одноразово впрорскуемого в КЗ водню. Ця теплота визначається теплою згоряння водню за винятком теплоти, яка витрачається на нагрівання продуктів згоряння водню в повітрі (суміші водяної пари, що утворюється при згорянні водню і азоту, який міститься в повітрі) до прийнятої температури, яка обумовлюється жароміцністю матеріалу лопаток турбіни. При цьому приймається, що перетворення води, яка впрорснута на поверхню КЗ, у насичену пару здійснюється ізобарно, а перегрів пари – ізохорно. Тому витрата такої води залежить від прийнятих початкових параметрів перегрітої пари (температури/тиску), яка подається на лопатки турбіни V, і повного фактичного міжциліндрового об'єму КПВПП.

Процес перегріву пари починається в момент досягнення рівності конструктивного об'єму КПВПП і повного об'єму насиченої пари, що утворюється з води, впрорснutoї у КПВПП. При дотриманні цієї умови перегрів пари здійснюється по ізохорному процесу, енергетичні переваги якого над ізобарним процесом у такій опції їх використання, розглянуті в роботах [5,6]. Для здійснення ізохорного процесу перегріву пари, КПВПП, як вказано вище, обладнується впускним XVIII і випускним B клапанами, що регулюють кількість і момент упрорскування води й кінцевий тиск/тем-

пературу перегріву пари.

Як відомо, при згорянні водню в повітрі утворюється суміш перегрітої пари й газоподібного азоту (паро-азотна суміш), яка в розглянутій установці направляється в ресивер VI, а звідти – на лопатки відповідної турбіни VII.

Пара, що утворюється в КПВПП, надходить у ресивер IV, а звідти – на лопатки турбіни V. Для згладжування пульсації тиску пари в обох випадках на один ресивер повинні працювати кілька пароутворюючих пристроїв.

Вода, що не перетворилася з будь-якої причини в пару, повертається з КПВПП через безповоротний клапан С у змішувач потоків води («теплий ящик») XIII, де змішується з іншими складовими живильної води (конденсатом і додатковою водою).

У малопотужних КВПТУ, у яких немає проблеми із заощадженням води, паро-азотна суміш, що утворюється при згорянні водню в повітрі і яка містить 77% газоподібного азоту, розширюється в турбіні до тиску трохи вище атмосферного. Після чого суміш використовується для регенеративного підігріву «стиснутої» живильної води перед її розпорощенням на зовнішню поверхню КЗ водню. Після чого суміш викидається в атмосферу, або далі використовується в якості гарячого джерела теплоти в утилізаційній комбінованій енергохолодильній установці, запропонованій й дослідженій в роботі [5].

У КВПТУ великої потужності, які в майбутньому можливо будуть застосовуватися на ТЕЦ і СЕУ суден великої водотоннажності, паро-азотну суміш бажано розширювати до тиску нижче атмосферного, величина якого обумовлюється температурою наявного природного або штучного холодного джерела теплоти, а її пару конденсувати для одержання додаткової води.

Пара, що утворюється в КПВПП, може також розширюватися в турбінах ТЕЦ до атмосферного тиску й використовуватися для забезпечення тепловою енергією інфраструктурних елементів цієї ж КВПТУ і навколишніх населених пунктів, або розширюватися до тиску нижче атмосферного залежно від наявного холодного джерела теплоти. Обидва можливі варіанти устрою і роботи КВПТУ розглядаються нижче.

У головних судових паротурбінних установках пара, як правило, розширюється до тиску нижче атмосферного, завдяки відносно низької температурі забортної води, що збільшує повноту використання внутрішньої енергії пари, тобто збільшує

потужність і ефективність ПТУ.

Для ілюстрації можливості й ефективності пропонуємо способу перетворення теплоти згорання водню в обмеженому об'ємі повітря в роботу виконано теплові розрахунки зразкових «ідеалізованих» термодинамічних циклів цих двох варіантів устрою і використання КВПТУ.

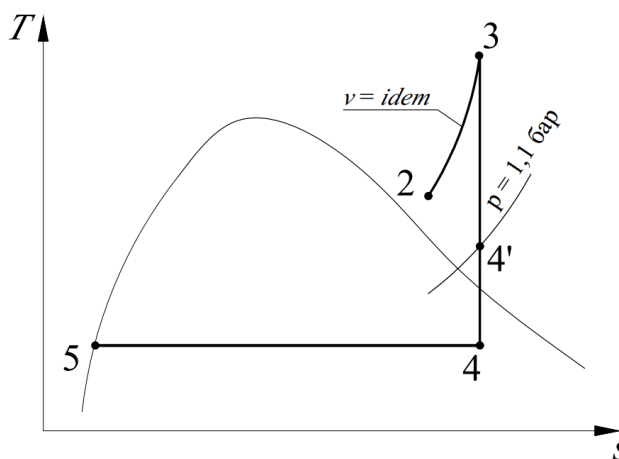


Рисунок 2 – Термодинамічні процеси, що здійснюються в турбіні V (рис. 1), у якій розширюється паро-азотна суміш, яка утворюється при ізохорному згорянні водню в повітрі (процес 2-3): 3-4' – розширення до атмосферного тиску; 3-4 – розширення до тиску нижче атмосферного, що обумовлюється температурою наявного природного/штучного холодного джерела теплоти

3. Розрахунок термодинамічних циклів КВПТУ

Розрахунки термодинамічних процесів, зображених на рис. 2, виконано при об'ємній витраті $V = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ нормального водню. Питомий об'єм v водню визначений за допомогою програми REFPROP [3] при нормальних умовах ($0 \text{ }^\circ\text{C}$ і $1,01325 \text{ бар}$) і дорівнює $11,125 \text{ м}^3/\text{кг}$. Масову витрату водню M_{H_2} , що подається в камеру згорання, знаходимо за рівнянням

$$M_{\text{H}_2} = \frac{V}{v} = \frac{1}{11,125} = 0,08989 \text{ кг/с.}$$

Питомий об'єм водню v_{H_2} при умовно прийнятих параметрах його зберігання у видатковому резервуарі ($p_0 = 10,0 \text{ бар}$ і $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) дорівнює $1,2162 \text{ м}^3/\text{кг}$. Тоді повна об'ємна витрата $0,08989 \text{ кг/с}$ водню при цих умовах становить

$$V_{\text{H}_2} = v_{\text{H}_2} \cdot M_{\text{H}_2} = 1,2162 \cdot 0,08989 = 0,1093 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Для згоряння 1 кг/с водню потрібно 8 кг/с кисню[4], тоді для згоряння 0,08989 кг/с водню необхідно 0,7191 кг/с кисню. Водень згоряє не тільки в кисні, але й у повітрі в цілому. Вміст кисню у повітрі складає 23%. Ще 77% повітря приходить на азот, масова витрата якого

$$M_{N_2} = \frac{M_{O_2}}{23} \cdot 77 = \frac{0,7191}{23} \cdot 77 = 2,4074 \text{ кг/с.}$$

Отже, масова витрата потрібної стехіометричної суміші дорівнює:

$$M_{H_2-N_2-O_2} = M_{H_2} + M_{N_2} + M_{O_2} = 0,08989 + 2,4074 + 0,7191 = 3,2164 \text{ кг/с.}$$

Масові частки компонентів:

– водню

$$m_{H_2} = \frac{M_{H_2}}{M_{\text{сум}}} = \frac{0,08989}{3,2164} = 0,02795;$$

– азоту

$$m_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_{\text{сум}}} = \frac{2,4074}{3,2164} = 0,74848;$$

– кисню

$$m_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_{\text{сум}}} = \frac{0,7191}{3,2164} = 0,22357.$$

При адіабатному стисненні повітря як суміші кисню й азоту (із прийнятого стану 1 бар і температури 20°C до тиску 2 бар), їх температури підвищуються до 81,94°C і 82,59°C відповідно. При дроселюванні водню зі стану резервуара його зберігання (10 бар і 20°C) до тиску 2 бар його температура також підвищується до 20,237°C. Ізобарні теплоємності водню, азоту й кисню при параметрах їх змішування, розраховані по [3], дорівнюють 14,291, 1,0430 і 0,92032 кДж/(кг·К), відповідно. Тоді теплоємність суміші

$$C_{p,H_2-N_2-O_2} = m_{H_2} \cdot C_{p,H_2} + M_{N_2} \cdot C_{p,N_2} + M_{O_2} \cdot C_{p,O_2} = 0,02795 \cdot 14,291 + 0,74848 \cdot 1,0430 + 0,22357 \cdot 0,92032 = 1,3859 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Після дроселювання водню з резервуара зберігання в стиснуте повітря камери згоряння відбувається вирівнювання їх температур. Температура суміші на початку реакції окислення водню з кис-

нем повітря (точка 3, рис. 2) розрахована зі співвідношення

$$t_{2,\text{сум}} = \frac{M_{H_2} \cdot C_{p,H_2} \cdot t_{H_2} + M_{N_2} \cdot C_{p,N_2} \cdot t_{N_2} + M_{O_2} \cdot C_{p,O_2} \cdot t_{O_2}}{M_{\text{сум}} \cdot C_{p,\text{сум}}} = \frac{0,08989 \cdot 14,291 \cdot 20,237 + 2,4074 \cdot 1,0430 \cdot 82,59}{3,2164 \cdot 1,3859} + \frac{0,7191 \cdot 0,92032 \cdot 81,94}{3,2164 \cdot 1,3859} = 64,52 \text{ } ^\circ\text{C} = 337,67 \text{ K}$$

де масові теплоємності компонентів суміші розраховувалися при тиску 2 бар і їх температурах в момент початку змішування.

Значення питомої внутрішньої енергії компонентів трикомпонентної суміші при нормальних умовах, розраховані також по [3] і дорівнюють:

$$- \text{водню} - u_{H_2} = 2448,0 \text{ кДж/кг};$$

$$- \text{азоту} - u_{N_2} = 202,2 \text{ кДж/кг};$$

$$- \text{кисню} - u_{O_2} = 177,15 \text{ кДж/кг};$$

Значення питомих внутрішніх енергій компонентів суміші після змішування й вирівнювання їх температури ($p = 2$ бар; $t = 64,52$ °C) і порівняння констант інтегрування при нормальних умовах дорівнюють:

– водню

$$\Delta u_{H_2} = u''_{H_2} - u'_{H_2} = 3105,7 - 2448,0 = 657,7 \text{ кДж/кг};$$

– азоту

$$\Delta u_{N_2} = u''_{N_2} - u'_{N_2} = 250,03 - 202,2 = 47,83 \text{ кДж/кг};$$

– кисню

$$\Delta u_{O_2} = u''_{O_2} - u'_{O_2} = 219,6 - 177,15 = 42,45 \text{ кДж/кг};$$

Значення повної внутрішньої енергії суміші в момент початку горіння водню

$$U_{H_2-N_2-O_2} = M_{H_2} \cdot \Delta u_{H_2} + M_{N_2} \cdot \Delta u_{N_2} + M_{O_2} \cdot \Delta u_{O_2} = 0,08989 \cdot 657,7 + 2,4074 \cdot 47,83 + 0,7191 \cdot 42,45 = 204,79 \text{ кВт}.$$

Парціальні об'ємні витрати компонентів суміші (водню, азоту й кисню, питомі об'єми яких визначені при $t_{\text{сум}} = 64,56$ °C і $p_2 = 2$ бар по [7]) після їхнього змішування й вирівнювання температур дорівнюють

$$V_{H_2} = M_{H_2} \cdot v_{2,H_2} = 0,08989 \cdot 6,9709 = 0,6266 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{N_2} = M_{N_2} \cdot v_{2,N_2} = 2,4074 \cdot 0,50117 = 1,2065 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{O_2} = M_{O_2} \cdot v_{2,O_2} = 0,7191 \cdot 0,43842 = 0,3153 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Повна об'ємна витрата суміші

$$V_{\text{H}_2\text{-N}_2\text{-O}_2} = V_{\text{H}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} = \\ = 0,6266 + 1,2065 + 0,3153 = 2,1484 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Розрахункова питома витрата трикомпонентної суміші (точка 2, рис. 2)

$$v_{2,\text{H}_2\text{-N}_2\text{-O}_2} = \frac{V_{\text{H}_2\text{-N}_2\text{-O}_2}}{M_{\text{H}_2\text{-N}_2\text{-O}_2}} = \frac{2,1484}{3,2164} = 0,6680 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Приймаємо кінцеву температуру двокомпонентної суміші (пароазотної), що утворюється при ізохорному процесі згоряння 0,08989 кг/с водню в повітрі, рівною 600 °С. Тоді із співвідношення зміни температури й тиску в ізохорному процесі кінцевий тиск суміші (точка 3, рис. 2) дорівнює

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = 2 \cdot \frac{873,15}{337,67} = 5,17 \text{ бар}.$$

Секундна маса водяної пари і азоту, що утворюється при згорянні водню у повітрі:

$$M_{\text{H}_2\text{O-N}_2} = M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = \\ = 0,80899 + 2,4074 = 3,2164 \text{ кг/с}.$$

Тобто, при згорянні (процес 2-3, рис 2) 0,08989 кг/с водню (M_{H_2}) в повітрі утворюється 0,80899 кг/с водяної пари й 2,4074 кг/с азоту.

Приведена питома внутрішня енергія азоту наприкінці згоряння водню, дорівнює 467,74 кДж/кг, а його повна внутрішня енергія $U_{\text{N}_2} = 1126,04$ кВт (параметри точки 3: $p_3 = 5,17$ бар, $t_3 = 600$ °С). Приведена питома внутрішня енергія водяної пари в цьому стані дорівнює 3292,82 кДж/кг, а повна – $U_{\text{H}_2\text{O}} = 2699,52$ кВт.

Тоді повна внутрішня енергія пароазотної суміші дорівнює 3795,56 кВт. У якості точки приведення внутрішньої енергії водяної пари прийнята точка з параметрами 0,1°С і 1,01325 бар, у якій вона дорівнює 0,38160 кДж/кг.

Кількість теплоти, що витрачається на отримання 3,2164 кг/с пароазотної суміші з параметрами 600 °С і 5,17 бар, дорівнює

$$Q_{2-3} = U_{\text{H}_2\text{O-N}_2} - U_{\text{H}_2\text{-N}_2\text{-O}_2} = \\ = 3795,56 - 187,69 = 3607,87 \text{ кВт}.$$

Вища теплота згоряння водню дорівнює 140 МДж/кг. Тоді теплота, що може бути використана на перетворення води, розпоорошеної на зовнішню поверхню камери згоряння, у пару при згорянні 0,08989 кг/с водню, дорівнює

$$Q_{\text{H}_2\text{O}} = M_{\text{H}_2} \cdot Q_{\text{H}_2}^{\text{в}} - Q_{2-3} = \\ = 0,08989 \cdot 140000 - 3607,87 = 8976,73 \text{ кВт}.$$

Як заявлено вище, пароазотна суміш може використовуватися двоюко: в першому випадку, розширюватися в самостійній турбіні до атмосферного тиску, а відпрацьована суміш використовуватися для регенеративного підігріву води, яка розпоорошується на зовнішню поверхню камери згоряння; в другому випадку, розширюватися до тиску, нижче атмосферного, який обумовлюється температурою наявного холодного джерела теплоти.

Розглянемо перший варіант устрою і принципу дії КВПТУ (рис. 2), у якій пароазотна суміш розширюється до атмосферного тиску, після чого вона використовується для регенеративного підігріву живильної води. Такий варіант передбачається використовувати в транспортних засобах спрощеної конструкції.

Питома ентальпія й ентропія водяної пари в точці 3 (рис. 2) дорівнюють 3702,30 кДж/кг і 8,3388 кДж/(кг·К), відповідно. Тоді, при ізоентропному розширенні її до тиску, що трохи перевищує нормальний атмосферний тиск ($p_4 = 1,1$ бар, точка 4', рис. 3), її термодинамічні параметри будуть наступними: питома об'єм – $v_4^{\text{H}_2\text{O}} = 2,6079 \text{ м}^3/\text{кг}$; питома ентальпія – $h_4^{\text{H}_2\text{O}} = 3173,4 \text{ кДж/кг}$; ізобарна теплоємність – $C_{p,4'}^{\text{H}_2\text{O}} = 2,0401 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; температура – $t_4^{\text{H}_2\text{O}} = 348,1$ °С.

Питома ентальпія й ентропія азоту в точці 3 дорівнює 929,60 кДж/кг і 7,5007 кДж/(кг·К), відповідно. При аналогічному розширенні газоподібного азоту до стану точки 4' його термодинамічні параметри дорівнюють: питома ентальпія – $h_4^{\text{N}_2} = 600,55 \text{ кДж/кг}$; ізобарна теплоємність – $C_{p,4'}^{\text{N}_2} = 1,0700 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$; питома об'єм – $v_4^{\text{N}_2} = 1,5532 \text{ м}^3/\text{кг}$; температура – $t_4^{\text{N}_2} = 302,21$ °С.

Теоретична потужність турбіни, у якій пароазотна суміш, що складається з 0,80899 кг водяної пари й 2,4074 кг азоту і розширюється до тиску 1,1 бар, дорівнює:

$$N_{\text{H}_2\text{O-N}_2} = M_{\text{H}_2\text{O}} (h_3 - h_4)_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} (h_3 - h_4)_{\text{N}_2} =$$

$$= 0,80899(3702,3 - 3173,4) +$$

$$+ 2,4074(929,6 - 600,55) = 1220,2 \text{ кВт.}$$

Масова витрата парозотної суміші

$$M_{\text{сум}} = M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} = 0,8090 + 2,4074 = 3,2164 \text{ кг/с.}$$

Масові частки компонентів:

- водяної пари

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{сум}}} = \frac{0,80899}{3,2164} = 0,2515;$$

- питомий об'єм

$$m_{\text{N}_2} = \frac{M_{\text{N}_2}}{M_{\text{сум}}} = \frac{2,4074}{3,2164} = 0,7485.$$

Тоді, ізобарна теплоємність парозотної суміші в стані точки 4' дорівнює

$$C_{p,\text{сум}} = m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{p,\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} \cdot C_{p,\text{N}_2} =$$

$$= 0,2515 \cdot 2,0401 + 0,7485 \cdot 1,0700 = 1,3140 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Результуюча температура парозотної суміші після її розширення в турбіні розраховується зі співвідношення:

$$t_{2,\text{сум}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{p,\text{H}_2\text{O}} \cdot t_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2} \cdot C_{p,\text{N}_2} \cdot t_{\text{N}_2} +}{M_{\text{сум}} \cdot C_{p,\text{сум}}} =$$

$$= \frac{0,809 \cdot 2,0401 \cdot 348,1 + 2,4074 \cdot 1,07 \cdot 320,13}{3,2164 \cdot 1,3140} = 604,22 \text{ К}$$

Задаємося температурою пари, що надходить на лопатки турбіни «чистої» ПТУ (залежно від жароміцності матеріалу лопаток турбіни), і температурою наявного холодного джерела теплоти (температурою забортної води), а також ступенем сухості пари на останніх ступенях турбіни (тобто ерозійною стійкістю лопаток турбіни). При температурі пари в точці 1 $t_1 = 600 \text{ }^\circ\text{C}$, температурі забортної води $t_{3/в} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ і ступеню сухості пари дорівнюють $t_2 = t_{\text{конд}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_2 = p_{\text{конд}} = 0,073849 \text{ бар}$. Значення ентальпії в точці 2 дорівнює $h_2 = 2332,9 \text{ кДж/кг}$, (рис. 3).

Прийнятому ступеню сухості пари, при цих параметрах її конденсації, значення ентропії наприкінці розширення пари – $7,48719 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Тоді термодинамічні параметри пари, що надходить на лопатки турбіни, дорівнюють: тиск $p_1 = 31,469 \text{ бар}$, ентальпія $h_1 = 3681,7 \text{ кДж/кг}$, внутрішня енергія $u_1 = 3284,6 \text{ кДж/кг}$, питомий об'єм пари $v_1 = 0,12618 \text{ м}^3/\text{кг}$.

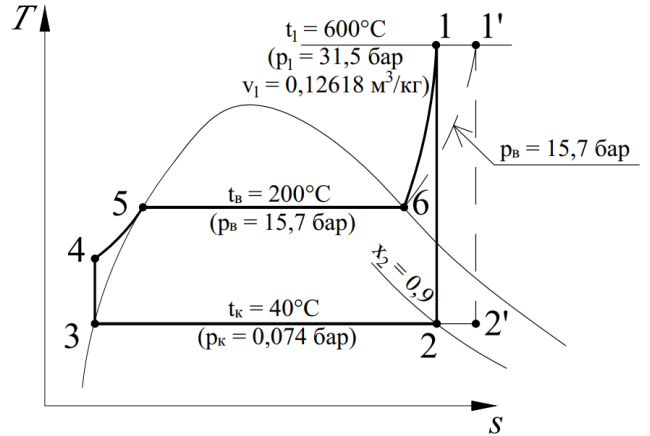


Рисунок 3 – Термодинамічний цикл паротурбінної установки, насичена пара якої виробляється гідродинамічним способом з ізохорним процесом її перегріву

Використовуючи гідродинамічний метод пароутворення й ізохорний процес перегріву насиченої пари, розраховуємо термодинамічні властивості цієї пари: тиск насичення $p_{\text{нас}} = 15,681 \text{ бар}$; температура насичення $t_6 = t_5 = t_{\text{нас}} = 200,4 \text{ }^\circ\text{C}$; ентальпія в точці 6 – $h_6 = 2792,2 \text{ кДж/кг}$, внутрішня енергія в точці 6 – $u_6 = 2594,4 \text{ кДж/кг}$, питомий об'єм у точці 6 – $v_6 = 0,12618 \text{ м}^3/\text{кг}$, ентальпія в точці 5 – $h_5 = 854,09 \text{ кДж/кг}$.

Питома кількість теплоти, яка необхідна для перетворення 1 кг насиченої води в перегріту пару, дорівнює

$$q_1 = (h_6 - h_5) + (u_1 - u_6) = (2792,2 - 854,09) +$$

$$+ (3284,6 - 2594,4) = 2628,31 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість пари, що утворюється в секунду,

$$M_{\text{пар}} = \frac{Q_{\text{H}_2\text{O}}}{q_1} = \frac{9077,52}{2628,31} = 3,45 \text{ кг/с.}$$

Потужність турбіни, що працює на чистій парі

$$N_{\text{пар}} = M_{\text{пар}} (h_1 - h_2) =$$

$$= 3,45(3681,7 - 2332,9) = 4658,42 \text{ кВт.}$$

Потужність КВПТУ

$$N_{\text{КВПТУ}} = N_{\text{H}_2\text{O-N}_2} + N_{\text{пар}} = \\ = 1220,02 + 4658,42 = 5878,44 \text{ кВт.}$$

Тоді питома теоретична масова витрата палива (водню)

$$b_{\text{T,H}_2} = \frac{M_{\text{H}_2}}{N_{\text{КВПТУ}}} 3600 = \frac{0,08989}{5878,44} 3600 = 0,055 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год.}}$$

Термічний ККД установки

$$\eta_t = \frac{3600}{Q_{p,\text{H}_2} \cdot b_{\text{T,H}_2}} = \frac{3600}{140 \cdot 10^3 \cdot 0,055} = 0,4692.$$

Тепер розглянемо другий варіант устрою і принципу дії КВПТУ, у якому розширення парозотної суміші здійснюється до тиску, нижче атмосферного (що обумовлюється температурою наявного холодного джерела теплоти). При температурі холодного джерела теплоти 30 °С температура, до якої може розширюватись парозотна суміш – 40 °С, а відповідний тиск – 0,061816 бар.

Тоді, при ізоентропному розширенні водяної пари із точки 3 (рис. 3), яка характеризується параметрами $p_3 = 5,71$ бар, $t_3 = 600$ °С, до температури 40 °С (точки 4) її термодинамічні параметри дорівнюють: тиск – $p_4^{\text{H}_2\text{O}} = 0,061816$ бар; питома ентальпія – $h_4^{\text{H}_2\text{O}} = 2573,9$ кДж/кг; ізобарна теплоємність – $C_{p,4'}^{\text{H}_2\text{O}} = 1,9169$ кДж/(кг · К); питомий об'єм – $v_4^{\text{H}_2\text{O}} = 23,325$ м³/кг.

При аналогічному розширенні газоподібного азоту його термодинамічні параметри дорівнюють: питома ентальпія – $h_4^{\text{N}_2} = 325,07$ кДж/кг; питомий об'єм – $v_4^{\text{N}_2} = 7,2536$ м³/кг; ізобарна теплоємність – $C_{p,4'}^{\text{N}_2} = 1,0402$ кДж/(кг · К); тиск – $p_4^{\text{N}_2} = 0,12813$ бар.

Теоретична потужність турбіни, у якій розширюється парозотна суміш, що складається з 0,80899 кг водяної пари й 2,4074 кг азоту, дорівнює

$$N_{\text{H}_2\text{O-N}_2} = M_{\text{H}_2\text{O}}(h_3 - h_4)_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}(h_3 - h_4)_{\text{N}_2} = \\ = 0,80899(3702,3 - 2573,9) + \\ + 2,4074(929,6 - 325,07) = 2368,21 \text{ кВт.}$$

Питома кількість теплоти, необхідної для перетворення 1 кг звичайної стиснутої води, розпошеної на поверхні КЗ (точка 4, рис. 2), у перегріту пару в гідродинамічному перетворювачі води в перегріту пару (ГДПВП) при розглянутих параметрах його використання, дорівнює

$$q_1 = (h_6 - h_4) + (u_1 - u_6) = (2792,2 - 169,1) + \\ + (3282,6 - 2594,4) = 3311,3 \text{ кДж/кг.}$$

де ентальпія й питомий об'єм води в стані точки 4 (при $p_{\text{нас}} = 15,681$ бар і $s_4 = s_3 = 0,5724$ кДж/(кг · К)) дорівнюють 169,10 кДж/кг і 0,0010072 м³/кг, відповідно.

Кількість пари, що утворюється в ГДПВП,

$$M_{\text{пар}} = \frac{Q_{\text{H}_2\text{O}}}{q_1} = \frac{9077,52}{3311,3} = 2,74 \text{ кг/с.}$$

Потужність турбіни ПТУ

$$N_{\text{пар}} = M_{\text{пар}}(h_1 - h_2) = \\ = 2,74(3681,7 - 2332,9) = 3695,71 \text{ кВт.}$$

Потужність КВПТУ

$$N_{\text{КВПТУ}} = N_{\text{H}_2\text{O-N}_2} + N_{\text{пар}} = \\ = 2368,21 + 3695,71 = 6063,92 \text{ кВт.}$$

Тоді питома теоретична масова витрата палива (водню)

$$b_{\text{T,H}_2} = \frac{M_{\text{H}_2}}{N_{\text{КВПТУ}}} 3600 = \frac{0,08989}{6063,92} 3600 = 0,0337 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год.}}$$

Термічний ККД установки

$$\eta_t = \frac{3600}{Q_{p,\text{H}_2} \cdot b_{\text{T,H}_2}} = \frac{3600}{140 \cdot 10^3 \cdot 0,0337} = 0,4818.$$

Визначимо приблизні розміри пароутворюючого пристрою розглянутої КВПТУ. Перетворення води в перегріту пару, як зазначено вище, здійснюється в ГДПВП, що представляє собою об'єм між двома вертикально розташованими циліндрами (трубами). Виходячи з розрахованої вище кількості пари, що утворюється в ГДПВП (2,74 кг/с), виконаємо розрахунки пароутворюючої поверхні.

Ця поверхня є зовнішньою поверхнею КЗ, а в другому варіанті пристрою і принципу дії КВПТУ повинна забезпечувати нагрівання стиснутої води до температури насичення, перетворення її в насичену пару та ізохорний перегрів її до прийнятої температури (600 °С).

Через велику різницю температур між поверхнею стінки КЗ і водою, що розпорошується на неї, режим кипіння води буде плівковим з питомим тепловим потоком $q \geq 2000$ кВт/м² [5]. Враховуючи це, розраховуємо поверхню камери згоряння:

$$F = \frac{Q_{H_2O}}{q} = \frac{9077,52}{2000} = 4,539 \text{ м}^2.$$

Задавшись діаметром камери згоряння, визначаємо її висоту із співвідношення $F = \pi \cdot D \cdot H$. Так, наприклад, при діаметрі 1 м висота установки буде менше 1,5 м.

Товщина плівки води, що утворюється при цьому на пароутворюючій поверхні ГДПВП, дорівнює 0,61 мм.

4. ВИСНОВКИ

Виконані розрахунки свідчать про можливість і перспективність використання пропонуємого термодинамічного циклу комбінованої воднево-паротурбінної установки, що використовує в якості палива водень. При секундній витраті водню 90 г/с теоретична потужність КВПТУ дорівнює 6064 кВт, теоретична питома витрата водню дорівнює $b_T = 0,05337$ кг/(кВт·г) при термічному ККД 0,4818. Габарити пароутворюючого пристрою (діаметр циліндричного корпусу 1 м і висота 1,5 м) незрівнянно менше габаритів парового котла (а можливо й декількох котлів) ПТУ відповідної потужності. Нарешті, у пропонуємої КВПТУ відсутня 4...5-ти годинна технологічна операція «підняття пари» у звичайному котлі, що перебуває в холодному стані, що є дуже великим недоліком транспортних засобів. До речі, така теплота викидається при зупинці звичайної ПТУ. Все це є великими недоліками сучасних паротурбінних установок.

Враховуючи прискорення трендів добичі, виробництва й використання водню, можна чекати широкого його застосування в техніці та побуті до кінця цього століття – початку наступного.

Пропонуємий в даній статті термодинамічний цикл КВПТУ буде затребуваний, але природно,

буде модифікований з урахування розвитку на той час техніки і технології машинобудування.

Особистий внесок авторів CRediТ

Лавренченко Г.К.: перевірка, формальний аналіз, написання – огляд та редагування, адміністрування. **Слинько О.Г.:** концептуалізація, методологія, дослідження, написання – оригінальний проект. **Галкін В.М.:** візуалізація, програмне забезпечення. **Козловський С.В.:** формальний аналіз, візуалізація, верифікація. **Бойчук А.С.:** еволюція загальних цілей та завдань.

Література

1. Шпільрайн Є.Є., Малишенко С.П., Кулшов Г. М. Введення у водневу енергетику. – М.: Енергоатоміздат, 1984. – 264 с.
2. Гамбург Д.Ю., Семьонов В.П., Дубавкін Н.Ф., Смірнова Л.Н. Водень. Властивості, одержання, зберігання, транспортування, застосування. – М.: Хімія, 1989. – 672 с.
3. Козлов С.І., Фатєєв В.Н. Воднева енергетика: сучасний стан, проблеми, перспективи. – М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2009. – 520 с.
4. Воднева "бомба" під ногами та під нафтовою економікою. – URL: <https://www.youtube.com/watch?v=Rw3NmV4zO6E> (дата звернення 31.05.2022).
5. Лавренченко Г.К., Слинько О.Г., Галкін В.М., Козловський С.В., Бойчук А.С. Утилізаційна комбінована енергохолодильна установка з повним регенеративним теплообміном // Холодильна техніка та технологія. – 2022. – Т. 58. – № 1. – С. 50-61.
6. Бойчук А.С., Лавренченко Г.К., Слинько О.Г., Козловський С.В. Газопаротурбінна установка із загальним газопароутворюючим пристроєм і незалежними турбінами // Холодильна техніка та технологія. – 2021. – Т. 57. – № 4. – С. 254-263.
7. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP, Version 8.0. – Gaithersburg, 2007. – 51 p.
8. Селівестров В.М. Теплосилове обладнання підйомно-транспортних машин. – М.: Транспорт, 1974. – 264 с.
9. Міхєєв М.А., Міхєєва І.М. Основи теплопередавання. – М.: «Енергія», 1973. – 320 с.

Отримана в редакції 05.08.2022, прийнята до друку 19.09.2022

Thermodynamic cycle of a combined hydrogen-steam turbine unit

Georg Lavrenchenko¹✉, Oleksii Slynko², Vitalii Galkin³, Serhii Kozlovskiy⁴, Artem Boychuk⁵

¹«Institute of Low Temperature Energy Technology», POB 188, Odessa, 65026, Ukraine;

²⁻⁵Odessa National Maritime University, 34 Mechnikova str., Odessa, 65029, Ukraine

✉ e-mail: ¹lavrenchenko.g.k@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; ²<http://orcid.org/0000-0002-5310-4335>; ³<http://orcid.org/0000-0002-7640-5106>; ⁴<http://orcid.org/0000-0002-3176-835X>; ⁵<http://orcid.org/0000-0003-2783-7129>

Carbon energy, which significantly bio- and thermally pollutes the Earth's atmosphere, is being replaced by ecologically clean hydrogen energy. Therefore, any efforts aimed at the accelerated promotion of hydrogen energy into practice are relevant and justified. This paper considers one of the possible options for using hydrogen as a fuel for a combined hydrogen-steam turbine unit (CHSTU) with an isochoric process of its oxidation in the air of the combustion chamber; with the hydrodynamic method of turning water into saturated steam and the isochoric process of steam overheating due to the heat of hydrogen combustion. The cycle implements isochoric processes of hydrogen combustion in air and superheating of saturated steam formed from water, which is throttled onto the surface of the hydrogen combustion chamber. This reduces the amount of heat that is spent to achieve the maximum set values of temperatures and/or pressures of water and hydrogen at the end of the respective processes. To illustrate the possibility and effectiveness of the proposed method of converting the heat of combustion of hydrogen in a limited volume of air, thermal calculations of exemplary "idealized" thermodynamic cycles of two versions of the unit were performed: in the first version, the steam-nitrogen mixture expands to atmospheric pressure, in the second – below atmospheric pressure. The proposed hydrodynamic method of converting a small amount of water into saturated steam excludes heat loss, which is characteristic of a classic steam boiler and is necessary for putting it into operation. In addition, heat losses due to gases and incomplete combustion of fuel are eliminated, and heat losses to the environment are also significantly reduced. All this ensures the value of the thermal efficiency of such a combined hydrogen-steam turbine unit $\eta_t = 0,4818$. At a second flow rate of hydrogen $M_{H_2} = 90$ g/s, the theoretical power N_T of such an unit is 6064 kW, and the specific flow b_T of hydrogen is 0,05337 kg/(kW·h).

Keywords: Hydrogen; Hydrodynamic method of water transformation; Isochoric processes of hydrogen combustion; Overheated steam; Saturated steam; Steam turbine unit

References

1. Shpilrain E.E., Malysenko S.P., Kuleshov G.M. (1984) Introduction to hydrogen energy. *M.: Energoatomizdat*, 264.
2. Hamburg D.Yu., Semyonov V.P., Dubavkin N.F., Smirnova L.N. (1989) Hydrogen. Properties, obtaining, storage, transportation, application. *M.: Khimiya*, 672.
3. Kozlov S.I., Fateev V.N. (2009) Hydrogen energy: current state, problems, prospects. *M.: Gazprom VNI-IGAZ*, 520.
4. Hydrogen "bomb" under the feet and under the oil economy. Retrived 31 May 2022 from <https://www.youtube.com/watch?v=Rw3HmV4zO6E>.
5. Lavrenchenko G.K., Slinko O.G., Galkin V.M., Kozlovskiy S.V., Boychuk A.S. (2022) Recycling combined refrigeration power unit with complete re-
6. Boychuk A.S., Lavrenchenko G.K., Slinko O.G., Kozlovskiy S.V. (2021) Gas-steam turbine unit with common gas-steam generating device and independent turbines. *Refrigeration engineering and technology*, 57, 4, 254-263.
7. Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. (2007) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. REFPROP, Version 8.0. *Gait-hersburg*, 51.
8. Seliverstov, V.M. (1973) Heat recovery in marine diesel installations. *L.: Izd-vo "Sudostroenie"*, 253.
9. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. (1973) Basics of heat transfer. *M.: "Energy"*, 320.

Received 05 August 2022
Approved 19 September 2022
Available in Internet 04 October 2022