

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.565:621.59

Термодинамічне дослідження нового циклу для виробництва енергії, холоду і тепла

Г. К. Лавренченко^{1✉}, М. Б. Кравченко^{2✉}, Б. Г. Грудка^{3✉}¹ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 188, Одеса, 65026, Україна^{2,3}Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна✉ e-mail: ¹lavrenchenko.g.k@gmail.com; ²kravtchenko@i.ua; ³bogdangennadievich@gmail.comORCID: ¹ <https://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; ² <https://orcid.org/0000-0002-9310-2166>;³ <https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>

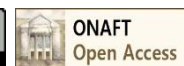
У промислових енергетичних установках утворюється велика кількість відносно низькотемпературного тепла, утилізація якого може забезпечувати енергозбереження та захист навколишнього середовища. При утилізації відпрацьованого тепла вдається виробляти електроенергію, тепло для опалення або гарячого водопостачання, а також холод. Для цієї мети підходить цикл Каліни, що дозволяє при використанні низькотемпературного тепла реалізовувати зазначені процеси. Робочим тілом в досліджуваній установці є водоаміачний розчин. При аналізі показників установки враховується, що в ній не тільки потреби в теплі і холоді, а й електроенергії – непостійні. Виходом із цієї ситуації є створення установок, які можуть виробляти електроенергію, тепло і холод як одночасно, так і окремо. Причому, бажано, щоб цим вимогам задовольняла одна установка, а не кілька, які включаються або вимикаються у міру виникнення потреби в тому чи іншому вигляді енергії, тепла або холоду. Це дозволить, по-перше, зменшити термін окупності таких установок за рахунок того, що вони будуть працювати практично безперервно, змінюючи лише кількість і якість виробленої енергії, по-друге, поліпшити енергетичні показники самих установок, так як при їх експлуатації не доведеться витрачати час і енергію на висхід установи в необхідний режим роботи. Наведено характеристики установки при експлуатації її в «зимовому» і «літньому» режимах роботи. Урежимі тригенерації показники запропонованої установки порівнювалися з характеристиками теплової машини для отримання механічної енергії; водогрійного котла для вироблення тепла; холодильної машини для охолодження. Ступінь термодинамічної досконалості теплової і холодильної машин складала 23,7%, що для установок, що використовують викидне тепло, цілком прийнятно

Ключові слова: Цикл Каліни; Енергія; Абсорбційна холодильна машина; Когенерація; Тригенерація; Низькопотенційне тепло; Розчин вода-аміак; Ефективність

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i4.1630>

© The Author(s) 2019. 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

При роботі енергетичних установок утворюється велика кількість низькотемпературного тепла, яке зазвичай викидається в навколишнє середовище. Це призводить до перевитрати палива і теплового забруднення навколишнього середовища. Тому утилізація викидного тепла становить

великий інтерес для енергозбереження та захисту навколишнього середовища.

Вироблення електроенергії, холоду і пряме використання низькотемпературного тепла, наприклад, для опалення або гарячого водопостачання, є основними способами утилізації відпрацьованого тепла. Можливості застосування абсорбційних холодильних систем для утилізації тепла

вихлопних газів від двигунів внутрішнього згоряння і димових газів від газових турбін розглядалися в роботах [1, 2].

Недоліком такого підходу є те, що максимальна робоча температура димових газів зазвичай вище $300\text{ }^{\circ}\text{C}$, а найвища температура робочого тіла в абсорбційних холодильних системах зазвичай близько $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Значна різниця температур між димовими газами і робочим тілом в системі охолодження призводить до великих ексергетичних втрат в процесі рекуперації тепла.

Енергетичний цикл, в якому в якості робочого тіла застосовується суміш аміаку і води, вперше був детально досліджений Малонеєм і Робертсоном ще в 50-х роках минулого століття [3].

Використання неазетропної суміші зі змінною температурою кипіння як робоче тіло в енергетичному циклі дуже вигідно, тому що це дозволяє краще узгодити потокові теплоємності теплоносія і робочого тіла енергетичної установки. Внаслідок цього, в процесі теплопередачі зменшуються ексергетичні втрати. Цикл, в якому звичайний випарник замінений апаратом, в якому відбувається процес дистильційного випаровування, був запропонований Каліною в 1984 р [4].

В роботі Каліни і Трайбуса [5] показано, що при температурі гріючого середовища близько $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ ефективність циклу Каліни може більш ніж на 45% перевищити ефективність органічного циклу Ренкіна. Застосування цього циклу для вироблення електроенергії було вивчено в роботах [6-9].

Для більш ефективного використання відпрацьованого тепла в 90-ті роки минулого століття проводилася розробка систем для одночасного виробництва електроенергії та холоду. У статтях [10,11] розглянуті водоаміачні системи, створені для цієї мети. Для дослідження використовувалися енергетичний цикл Ренкіна на водоаміачному розчині і холодильний цикл абсорбційної установки, пов'язані процесами абсорбції, розподілу і теплопередачі.

В даний час в більшості інтегрованих систем для виробництва механічної енергії і холоду якості бінарної робочої речовини використовують суміш аміаку і води. Це пояснюється тим, що аміак і вода є природними робочими речовинами і наділені чудовими термодинамічними характеристиками як для вироблення електроенергії, так і для охолодження.

Як зазначено вище, основна перевага силових циклів, які працюють на сумішах робочих речо-

вин, полягає в тому, що при використанні суміші досягається змінна температура підведення тепла в котлі, що зменшує ексергетичні втрати при теплообміні. Ця ж обставина перетворюється в недолік при конденсації суміші в конденсаторі, так як конденсація суміші повинна також відбуватися при змінній температурі. Однак це не вдається зробити, якщо в якості холодного джерела тепла енергетичних установок використовується навколишнє середовище, що має умовно постійну температуру. Цей недолік можна подолати, якщо замінити звичайний процес конденсації процесом абсорбційної конденсації, наприклад, так, як це зробив Йогі Госвами в запропонованому ним комбінованому циклі для отримання механічної енергії і холоду [12].

У циклі Госвами турбіна використовується замість конденсатора і дросельного вентиля абсорбційної холодильної машини. Це дозволяє зменшити термодинамічні втрати в циклі в результаті усунення незворотності процесу дроселювання і теплообміну з навколишнім середовищем при конденсації суміші.

У 1998 р Госвами в [13] проаналізував можливість запропонованого ним циклу для одночасного одержання механічної енергії і холоду в абсорбційній холодильній системі з водоаміачним розчином у якості робочого тіла. Виявилось, що така система може бути економічно доцільною при використанні в якості первинного джерела енергії сонячного тепла, яке отримано від порівняно дешевих сонячних колекторів, що дають температуру до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рисунку 1 наведена схема когенераційної установки для одночасного виробництва механічної енергії і холоду з роботи Госвами [13].

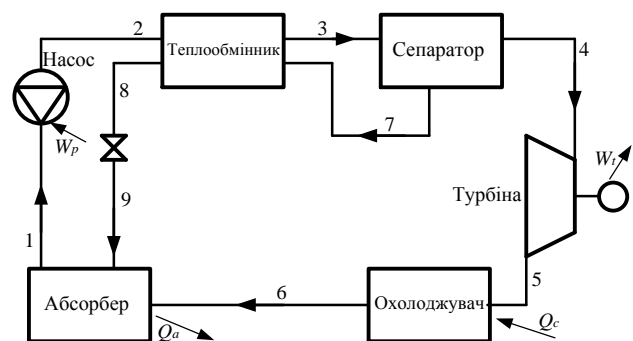


Рисунок 1 –Схема когенераційної установки для виробництва механічної енергії і холоду, що працює по циклу Госвами з водоаміачним розчином у якості робочого тіла [13]

На наведеній схемі робоче тіло, що представляє собою практично чистий газоподібний аміак при температурі $193\text{ }^{\circ}\text{C}$ і тиску $2,76\text{ МПа}$, входить в турбіну (потік 4). Розширення робочого тіла в турбіні відбувається до тиску $0,14\text{ МПа}$, при цьому його температура знижується до $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, забезпечуючи можливість повноцінного охолодження.

Потік 5, який виходить з турбіни, містить до 10% рідкої фази, тому при потраплянні в охолоджувач цей потік може відібрати деяку кількість тепла від об'єкта охолодження. Потік 6, який виходить з охолоджувача, являє собою насичену або злегка перегріту пару. Цей потік надходить в абсорбер, де відбувається його поглинання слабким водоаміачним розчином. Процес абсорбції супроводжується виділенням тепла, яке при постійній температурі відводиться від абсорбера в навколишнє середовище. Утворений в абсорбері міцний водоаміачний розчин, стискається насосом і через рекуперативний теплообмінник подається в сепаратор (потік 3). Із нього виходить парова фаза, що складається з майже чистого аміаку (потік 4), і рідкий аміак, що містить воду (потік 7).

Згідно з представленими в статті Госвами [13] розрахунками, термічний ККД такої установки може досягати $32,1\%$.

Як гаряче джерело тепла в циклі Госвами можна розглядати будь-яке середовище, температура якого може бути навіть менше $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, що робить цей цикл перспективним при використанні скидного тепла промислових підприємств, геотермальних джерел, а також тепла від недорогих сонячних колекторів.

Очевидним недоліком циклу Госвами є те, що з турбіни виходить парорідинна суміш з високим вмістом рідини. Наслідок цього – зменшення діапазону регулювання турбіни, зниження ККД турбіни і зниження довговічності розширювальної машини через можливу кавітаційорідини на лопатках турбіни.

У багатьох наступних роботах Госвами з співавторами [14-19] були запропоновані та проаналізовані цикли для спільного виробництва енергії і холоду, відмінною ознакою яких є те, що охолоджувач в них розташований між турбіною і абсорбером.

З моменту винаходу цикл Каліні вважається одним з найбільш ефективних для корисного використання скидного тепла. В даний час когенераційні цикли, які є модифікаціями циклу Каліні, привертають дедалі більшу увагу дослідників. Так,

наприклад, в статті Кім [20] описаний когенераційний цикл для отримання енергії і холоду, побудований на основі циклу Каліні. Запропонований цикл поєднує в собі як істотні ознаки циклу Каліні, так і особливості водоаміачної абсорбційної холодильної установки.

Схема запропонованого циклу для спільного виробництва енергії і холоду наведена на рисунку 2.

Установка працює з використанням скидного низькотемпературного тепла. В її схему входять котел, сепаратор, конденсатор, випарник, абсорбер, насос і регенератор.

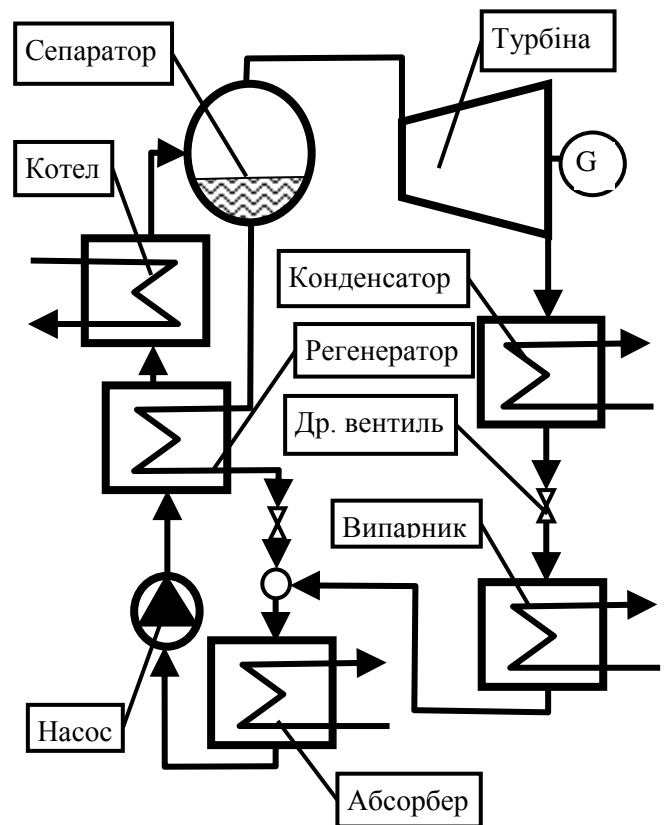


Рисунок 2 – Схема когенераційної установки для виробництва енергії і холоду, побудована на основі циклу Каліні [20]

Робоче тіло, що представляє собою водоаміачний розчин, виходить з абсорбера у вигляді насиченої рідини з температурою $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, тиском $3,23\text{ бар}$ і концентрацією аміаку 45% . Ця рідина стискається насосом до тиску 32 бар , яке є високим тиском в даній установці. Потім водоаміачна суміш нагрівається в регенераторі до $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ за рахунок тепла, що відбирається від рідини, яка виходить з сепаратора, і надходить в котел. В котлі відбувається дистильційне кипіння парожидинної суміші з використанням тепла, що відбирається від димових газів, які мають початкову температу-

Як видно зі схеми, вона відрізняється від установки, описаної в статті [20], лише наявністю додаткового теплообмінника, призначеного для відводу тепла, придатного для опалення та/або гарячого водопостачання. В іншому призначення і взаємодія елементів у запропонованій установці таке ж, як і в установці, розглянутій в [20].

Перш, ніж перейти до аналізу результатів розрахунку запропонованої установки, слід відповісти на цілком закономірне питання: навіщо потрібно відводити тепло, придатне для обігріву або гарячого водопостачання?

Для відповіді на це питання потрібно вказати, що підводиться до установки і відводиться від неї тепло різної якості. Так, до установки надходить тепло від димових газів з початковою температурою не нижче 240 °С, а відводиться тепло в діапазоні температур від 120 до 70 °С. Завдяки різним температурним рівням підведеного і відведеного тепла, на кожен кДж відведеного тепла установка виробляє деяку кількість електричної енергії.

В Україні опалення і гаряче водопостачання багатоквартирних будинків найчастіше здійснюється централізовано від газових котелень.

Максимальна температура води на виході з водогрійного котла при робочому тиску – це основний параметр для класифікації котлів як небезпечних об'єктів. В Україні максимальна температура води на виході з водогрійних котлів, що застосовуються для опалення та гарячого водопостачання

житлових будинків, чітко регламентується і не повинна перевищувати 115 °С.

Нагрівати воду до температури 115 °С, спалюючи природний газ, з термодинамічної точки зору вкрай нераціонально. Набагато вигідніше було б одночасно виробляти тепло і електроенергію на міні-ТЕЦ. Крім більш високих капітальних витрат, недоліком міні-ТЕЦ є те, що в літній час їх експлуатація економічно недоцільна, а тривалі простої устаткування призводять до істотного збільшення терміну їх окупності.

Запропонована установка може працювати цілорічно, тому капітальні витрати на її створення окупляться набагато швидше, ніж витрати на міні-ТЕЦ. Крім цього, установка дозволяє одночасно отримувати відносно невелику кількість тепла для гарячого водопостачання і холод, придатний для кондиціонування приміщень в літній період.

Розрахунки запропонованої тригенераційної установки для виробництва електроенергії, тепла і холоду проводилися в потоковому симуляторі COCO ChemSep [21].

На рисунку 4 наведена розрахункова схема установки в потоковому симуляторі COCO ChemSep. На схемі також представлені основні результати розрахунку установки в «зимовому» режимі роботи, при якому відсутня необхідність в холоді, але є велика потреба в теплоті для опалення та гарячого водопостачання.

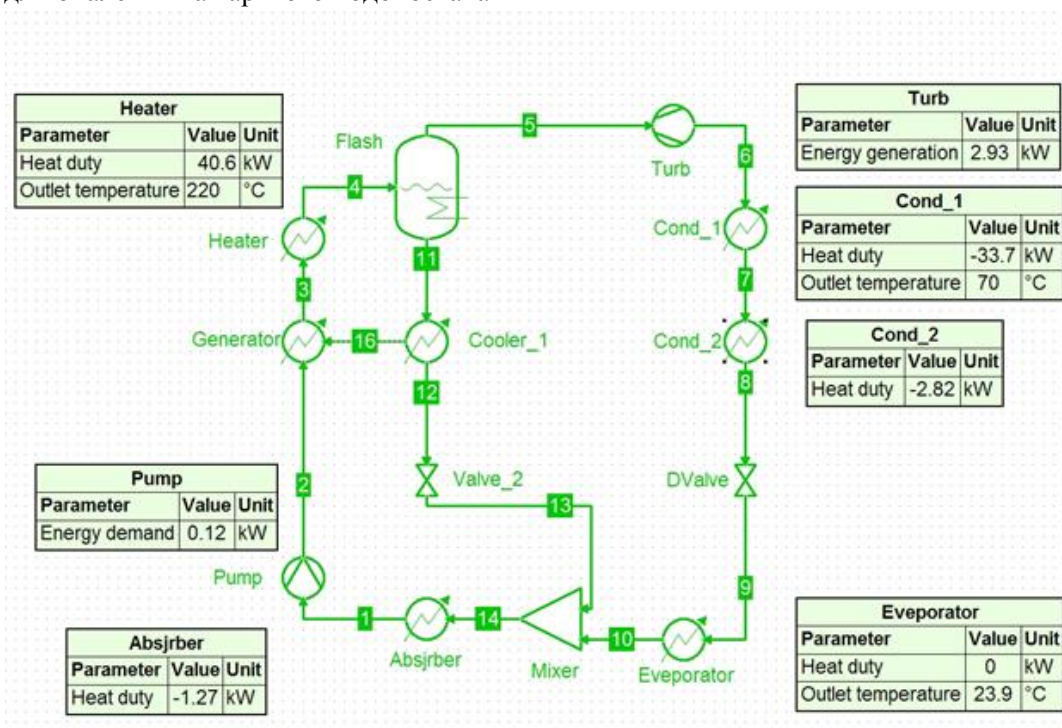


Рисунок 4 – Розрахункова схема запропонованої установки в потоковому симуляторі COCO ChemSep

Всі розрахунки проводилися при витраті водоаміачної суміші на виході з насоса – 1 моль/с. У «зимовому» режимі роботи температура водоаміачної суміші на виході з котла прийнята рівною 220 °С, а тиск суміші – 44 бар. При цьому в котлі до водоаміачної суміші підводиться 40,6 кВт тепла, турбіна виробляє 2,93 кВт механічної енергії і в теплообміннику відводиться 33,7 кВт тепла для опалення та гарячого водопостачання. Таким чином, марно в навколишнє середовище викидається всього лише 4 кВт тепла. Якщо вважати, що ски-

дання тепла в навколишнє середовище обумовлено роботою теплової машини, що виробляє механічну енергію, то, знаючи кількість виробленої енергії і кількість тепла, відданого в навколишнє середовище, можна оцінити термічний ККД даної теплової машини. Цей ККД виходить рівним 0,42, що є досить високим показником для теплових двигунів.

Більш докладно результати розрахунку роботи запропонованої установки в «зимовому» режимі наведені в табл.1.

Таблиця 1 – Результати розрахунку показників установки в «зимовому» режимі

| Номер точки | Температура, °С | Тиск, бар | Молярна концентрація аміаку | Витрата, моль/с | Доля рідини | Ентальпія, кДж/моль |
|-------------|-----------------|-----------|-----------------------------|-----------------|-------------|---------------------|
| 1 | 20 | 3 | 0,49 | 1 | 1 | -37,046 |
| 2 | 20,6 | 44 | 0,49 | 1 | 1 | -36,924 |
| 3 | 26,6 | 44 | 0,49 | 1 | 1 | -36,437 |
| 4 | 220 | 44 | 0,49 | 1 | 0,0286 | 4,202 |
| 5 | 220 | 44 | 0,4999 | 0,9714 | 0 | 5,104 |
| 6 | 173,9 | 17 | 0,4999 | 0,9714 | 0,0679 | 2,091 |
| 7 | 70 | 17 | 0,4999 | 0,9714 | 1 | -32,646 |
| 8 | 35 | 17 | 0,4999 | 0,9714 | 1 | -35,552 |
| 9 | 23,9 | 3 | 0,4999 | 0,9714 | 0,9973 | -35,552 |
| 10 | 23,9 | 3 | 0,4999 | 0,9714 | 0,9973 | -35,552 |
| 11 | 220 | 44 | 0,1518 | 0,0286 | 1 | -26,451 |
| 12 | 25 | 44 | 0,1518 | 0,0286 | 1 | -43,482 |
| 13 | 25,9 | 3 | 0,1518 | 0,0286 | 1 | -43,482 |
| 14 | 24,9 | 3 | 0,49 | 1 | 0,9643 | -35,778 |

«Літній» режим роботи запропонованої установки розраховувався виходячи з того, що влітку є потреба у всіх трьох видах енергії. Хоча потрібно враховувати, що влітку потреба в теплі обмежена, так як вона необхідна тільки для гарячого водопостачання. На відміну від «зимового» режиму, в «літньому» режимі з'являється потреба в холоді, наприклад, для кондиціонування повітря.

Для підвищення теплового навантаження випарника в «літньому» режимі роботи температура нагріву водоаміачної суміші в котлі прийнято рівною 155 °С, тиск суміші, що надходить в турбіну,

складає 25 бар. Розрахунки проводилися при витраті робочого тіла на виході з насоса 1 моль/с. При такій витраті робочого тіла в котлі до нього підводиться 10,7 кВт первинного тепла, турбіна виробляє 0,63 кВт механічної енергії. У випарник відводиться 2,62 кВт тепла при температурі від -2 до 5 °С, а в теплообміннику – 3,87 кВт тепла при температурі вище 70 °С. У навколишнє середовище від конденсатора і абсорбера скидається 8,9 кВт тепла.

Результати розрахунку роботи запропонованої установки в «літньому» режимі наведені в табл.2.

Таблиця 2 – Результати розрахунку показників установки в «літньому» режимі

| Номер точки | Температура, °С | Тиск, бар | Молярна концентрація аміаку | Витрата, моль/с | Доля рідини | Ентальпія, кДж/моль |
|-------------|-----------------|-----------|-----------------------------|-----------------|-------------|---------------------|
| 1 | 30 | 3 | 0,45 | 1 | 0,999 | -37,173 |
| 2 | 39,2 | 25 | 0,45 | 1 | 1 | -36,395 |
| 3 | 113,6 | 25 | 0,45 | 1 | 0,989 | -29,861 |
| 4 | 155 | 25 | 0,45 | 1 | 0,668 | -19,118 |

Кінець таблиці 2

| Номер точки | Температура, °С | Тиск, бар | Молярна концентрація аміаку | Витрата, моль/с | Доля рідини | Ентальпія, кДж/моль |
|-------------|-----------------|-----------|-----------------------------|-----------------|-------------|---------------------|
| 5 | 155 | 25 | 0,825 | 0,332 | 0 | 3,738 |
| 6 | 122,9 | 11 | 0,825 | 0,332 | 0,033 | -1,835 |
| 7 | 70 | 11 | 0,825 | 0,332 | 0,317 | -9,807 |
| 8 | 35 | 11 | 0,825 | 0,332 | 1 | -26,350 |
| 9 | -2,1 | 3 | 0,825 | 0,332 | 0,867 | -26,350 |
| 10 | 5 | 3 | 0,825 | 0,332 | 0,543 | -18,451 |
| 11 | 155 | 25 | 0,263 | 0,668 | 1 | -30,489 |
| 12 | 40,5 | 25 | 0,263 | 0,668 | 1 | -40,275 |
| 13 | 40,9 | 3 | 0,263 | 0,668 | 1 | -40,275 |
| 14 | 40,3 | 3 | 0,45 | 1 | 0,864 | -33,025 |

Тепер порівняємо показники описаної установки з трьома окремими пристроями: тепловою машиною для отримання механічної енергії; водогрійним котлом для отримання тепла; холодильною машиною для вироблення холоду.

Якщо уявити термічний ККД теплової машини у вигляді добутку ступеня термодинамічної досконалості даної теплової машини і ККД циклу Карно, при тих же значеннях температур підведення і відведення тепла

$$\text{КПД} = \eta_{\text{ТМ}} \cdot \text{КПД}_{\text{К}}, \quad (1)$$

де $\eta_{\text{ТМ}}$ – ступінь термодинамічної досконалості теплової машини; $\text{КПД}_{\text{К}}$ – ККД циклу Карно.

Тоді, знаючи роботу, вироблену тепловою машиною, можна знайти кількість тепла, яке вона віддає в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{ср}}^{\text{ТМ}} = L_{\text{ТМ}} (1 - \text{КПД}) / \text{КПД}, \quad (2)$$

де $L_{\text{ТМ}}$ – робота, вироблена тепловою машиною.

Якщо відома холодопродуктивність холодильної машини, то, маючи її холодильний коефіцієнт, неважко знайти кількість тепла, яке вона віддає в навколишнє середовище:

$$Q_{\text{ср}}^{\text{ХМ}} = Q_0 (1 + \text{ХК}) / \text{ХК}, \quad (3)$$

де Q_0 – холодопродуктивність холодильної машини; ХК – холодильний коефіцієнт холодильної машини.

Холодильний коефіцієнт холодильної машини, в свою чергу, можна представити у вигляді добутку ступеня термодинамічної досконалості холодильної машини і холодильного коефіцієнта зворотного циклу Карно при тих же значеннях температур підведення і відведення тепла:

$$\text{ХК} = \eta_{\text{Х}} \cdot \text{ХК}_{\text{К}}, \quad (4)$$

де $\eta_{\text{Х}}$ – ступінь термодинамічної досконалості холодильної машини; $\text{ХК}_{\text{К}}$ – холодильний коефіцієнт

зворотного циклу Карно.

З огляду на це, неважко отримати вираз для загальної кількості тепла, що віддається в навколишнє середовище

$$Q_{\text{ср}} = Q_{\text{ср}}^{\text{ТМ}} + Q_{\text{ср}}^{\text{ХМ}} = L_{\text{ТМ}} \left(\frac{1 - \text{КПД}}{\text{КПД}} \right) + Q_0 \left(\frac{1 + \text{ХК}}{\text{ХК}} \right). \quad (5)$$

В отриманому виразі два невідомих: ККД теплової машини і холодильний коефіцієнт холодильної машини. Але якщо прийняти міри досконалості теплової і холодильної машин однаковими, то останній вираз можна звести до рівняння з одним невідомим – ступенем термодинамічної досконалості машин.

Підставивши відомі значення вироблюваної потужності і холодопродуктивності установки і враховуючи температури підведення та відведення тепла, можна знайти значення ступеня термодинамічної досконалості комплексу зазначених машин. Це значення вийшло рівним 23,7%, що для установок, які використовують скидне тепло, цілком прийнятне.

3. Висновки

В Україні максимальна температура води на виході з водогрійних котлів, що застосовуються для опалення та гарячого водопостачання житлових будинків, не повинна перевищувати 115 °С.

Нагрівати воду до цієї температури, спалюючи природний газ, з термодинамічної точки зору вкрай нераціонально. Одночасне виробництво тепла і електроенергії на міні-ТЕЦ є більш вигідним, ніж простий нагрів води в водогрійних котлах. Недоліки міні-ТЕЦ – вищі капітальні витрати при їх будівництві, а також те, що в літній час їх експлуатація економічно недоцільна. Тривалі простой

устаткування призводять до істотного збільшення і так досить тривалого терміну окупності міні-ТЕЦ.

Запропоновано схему установки, яка може працювати цілорічно, тому капітальні витрати на її створення окупляться набагато швидше, ніж витрати на міні-ТЕЦ.

Згідно з проведеними розрахунками, при витраті водоаміачної суміші 1 моль/с установка виробляє 2,93 кВт механічної енергії і виробляє 33,7 кВт тепла для опалення та гарячого водопостачання. У навколишнє середовище відводиться 4 кВт «непридатного» тепла. Якщо вважати, що скидання тепла в навколишнє середовище обумовлено роботою теплової машини, що виробляє механічну енергію, то, знаючи кількість виробленої енергії і кількість тепла, відданого в навколишнє середовище, можна оцінити термічний ККД даної теплової машини.

Він виходить рівним 0,42, що є досить високим показником для теплових двигунів.

У літній період установка одночасно виробляє електроенергію, тепло для гарячого водопостачання та холод, придатний для кондиціонування приміщень.

Показники «літнього» режиму роботи запропонованої установки (виробництво електроенергії, тепла і холоду) порівнювалися з їх виробництвом в трьох окремих пристроях: тепловій машині для отримання механічної енергії; водогрійному котлі для виробництва тепла; холодильній машині для охолодження повітря. Використовуючи отримані для «літнього» режиму роботи значення виробленої потужності і холодопродуктивності установки і знаючи температури підведення та відведення тепла, можна оцінити значення ступеня термодинамічної досконалості теплової і холодильної машин, яке становить 23,7%, що для установок, які використовують скидне тепло цілком прийнятне.

Література

1. **Colonna P., Gabrielli S.** Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems // (AAR) Applied Thermal Engineering. – 2003. – Vol. 23(4). – P. 381-396.
2. **Rocha M. S., Andreos R., Simões-Moreira J. R.** Performance tests of two small trigeneration pilot plants // (AAR) Applied Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 41. – P. 84-91.
3. **Maloney J. D., Robertson R. C.** Thermodynamic Study of Ammonia-Water Power Cycles // Oak Ridge National Laboratory report. – Oak Ridge, TN, 1953. – Vol. 53. – No. 8 – P. 43.
4. **Kalina A. I.** Combined cycle system with novel bottoming cycle // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1984. – Vol. 106. – P. 737-742.
5. **Kalina A. I., Tribus M.** Advances in Kalina cycle technology (1980-91), Part I: Development of a practical cycle, energy for the transition age. Proceedings of FLOWRS'92. – Nova Science Publishers. – 1992. – P. 97-109.
6. **Singh O. K., Kaushik S. C.** Energy and Exergy Analysis and Optimization of Kalina Cycle Coupled with a Coal Fired Steam Power Plant // (AAR) Applied Thermal Engineering. – 2013. – Vol. 51. – P. 787-800.
7. **Ogriseck S.** Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study// (AAR) Applied Thermal Engineering. – 2009. – Vol. 29. – P. 284-308.
8. **Bombarda P., Invernizzi C. M., Pietra C.** Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles// (AAR) Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – P. 212-219.
9. **DiPippo R.** Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids // Geothermics. – 2004. – Vol. 33. – P. 565-586.
10. **Zhang N., Lior N.** Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration // Journal of Energy Resources Technology. – 2007. – Vol. 129. – P. 254-265.
11. **Sun L., Han W., Zhang N., Lior N., Jin H.** Investigation of an Ammonia-Water Based Power/Cooling Cogeneration System Using Sensible Waste Heat // Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2013. – San Diego, California, USA, November 15-21, 2013. – Vol.6A: Energy.
12. **Goswami D. Y.** Solar thermal power-status of technologies and opportunities for research // Proceedings of the 2nd ASME-ISHMT heat and mass transfer conference. – Surathkal, India, 1995.
13. **Goswami D. Y.** Solar Thermal Power Technology: Present Status and Ideas for the Future // Energy Sources. – 1998. – Vol. 20. – P.137-145.
14. **Xu F., Goswami D. Y., Bhagwat S. S.** A Combined Power/Cooling Cycle // Energy. – 2000. – Vol. 25. – P. 233-246.

15. **Vijayaraghavan S., Goswami D. Y.** On Evaluating Efficiency of a Combined Power and Cooling Cycle // *Journal of Energy Resources Technology*. – 2003. – Vol. 125. – P. 221-227.
16. **Lu S.G., Goswami D. Y.** Optimization of a novel combined power/refrigeration thermodynamic cycle // *ASME Journal of Solar Energy Engineering*. – 2003. – Vol. 125. – P. 212-217.
17. **Martin C., Goswami D. Y.** Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle // (AAR) *Applied Thermal Engineering*. – 2006. – Vol. 26. – P. 576-582.
18. **Sadrameli S. M., Goswami D. Y.** Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle // *Applied Energy*. – 2007. – Vol. 84. – P. 254-265.
19. **Padilla R. V., Demirkay G., Goswami D. Y., Stefanakos E., Rahman M. M.** Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture // *Energy*. – 2010. – Vol. 35. – P. 4649-4657.
20. **Kim K. H.** Thermodynamic Analysis of Kalina Based Power and Cooling Cogeneration Cycle Employed Once Through Configuration // *Energies*. – 2019. – Vol. 12. – P. 1536.
21. **Кравченко М. Б.** Моделирование воздухоподделительных установок в потоковом симуляторе COCO/ChemSep // *Технические газы*. – 2017. – Т.17. – № 1. – С. 8-15.

Отримана в редакції 28.05.2019, прийнята до друку 02.07.2019

Thermodynamic research of a new cycle for producing energy, cold and heat

G. Lavrenchenko¹✉, M. Kravchenko²✉, B. Hrudka³✉

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

^{2,3}Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine

✉ e-mail: ¹lavrenchenko.g.k@gmail.com; ²kravtchenko@i.ua; ³bogdangennadievich@gmail.com

ORCID: ¹ <https://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; ² <https://orcid.org/0000-0002-9310-2166>;

³ <https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>

In industrial power plants, a large amount of relatively low-temperature heat is generated, the utilization of which can provide energy saving and environmental protection. When utilizing waste heat, it is possible to generate electricity, heat for heating or hot water supply, as well as cold. For this purpose, the Kalina cycle is suitable, which allows the use of these processes when using low-temperature heat. The working fluid in the installation under study is a water-ammonia solution. When analyzing the performance of the installation, it is taken into account that in it not only the need for heat and cooling, but also electricity is unstable. The way out of this situation is the creation of installations that can produce electricity, heat and cooling both simultaneously and separately. Moreover, it is desirable that one of the plants satisfies these requirements, and not several, which are turned on or off as the need arises for one or another form of energy, heat or cold. This will allow, firstly, to reduce the payback period of such plants due to the fact that they will work almost continuously, changing only the quantity and quality of the energy produced, and secondly, to improve the energy performance of the plants themselves, since they will not have to be time-consuming and energy to bring the installation into the desired mode of operation. The characteristics of the installation during operation in the "winter" and "summer" operating modes are given. In the trigeneration mode, the indicators of the proposed installation were compared with the characteristics of a heat engine to produce mechanical energy; hot water boiler for heat generation; chiller for cooling. The degree of thermodynamic perfection of thermal and refrigeration machines was 23.7%, which is quite acceptable for plants using waste heat.

Key words: Kalina cycle. Energy; Absorption refrigeration machine; Cogeneration; Trigenation; Low potential heat; Solution of water-ammonia; Efficiency

References

1. **Colonna, P., Gabrielli, S.** (2003) Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems. (AAR) *Applied Thermal Engineering*, 23(4), 381-396.
2. **Rocha, M. S., Andreos, R., Simões-Moreira, J. R.** (2012) Performance tests of two small trigeneration pilot plants. (AAR) *Applied Thermal Engineering*, 41, 84-91.
3. **Maloney, J. D., Robertson, R. C.** (1953) Thermodynamic Study of Ammonia-Water Power Cycles. Oak Ridge National Laboratory report. *Oak Ridge*, 53, 8, 43.
4. **Kalina, A. I.** (1984) Combined cycle system with novel bottoming cycle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106, 737-742.
5. **Kalina, A. I., Tribus, M.** (1992) Advances in Kalina cycle technology (1980-91), Part I: Development of a practical cycle, energy for the transition age. *Proceedings of FLOWRS'92*, Nova Science Publishers, 97-109.
6. **Singh, O. K., Kaushik, S. C.** (2013) Energy and Exergy Analysis and Optimization of Kalina Cycle Coupled with a Coal Fired Steam Power Plant. (AAR) *Applied Thermal Engineering*, 51, 787-800.
7. **Ogriseck, S.** (2009) Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. (AAR) *Applied Thermal Engineering*, 29, 284-308.
8. **Bombarda, P., Invernizzi, C. M., Pietra, C.** (2010) Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. (AAR) *Applied Thermal Engineering*, 30, 212-219.
9. **DiPippo, R.** (2004) Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics*, 33, 565-586.
10. **Zhang, N., Lior, N.** (2007) Development of a Novel Combined Absorption Cycle for Power Generation and Refrigeration. *Journal of Energy Resources Technology*, 129, 254-265.
11. **Sun, L., Han, W., Zhang, N., Lior, N., Jin, H.** (2013) Investigation of an Ammonia-Water Based Power/Cooling Cogeneration System Using Sensible Waste Heat. Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2013. *San Diego, California, USA, Vol.6A: Energy*.
12. **Goswami, D. Y.** (1995) Solar thermal power-status of technologies and opportunities for research. Proceedings of the 2nd ASME-ISHMT heat and mass transfer conference. *Surathkal, India*.
13. **Goswami, D. Y.** (1998) Solar Thermal Power Technology: Present Status and Ideas for the Future. *Energy Sources*, 20, 137-145.
14. **Xu, F., Goswami, D. Y., Bhagwat, S. S.** (2000) A Combined Power/Cooling Cycle. *Energy*, 25, 233-246.
15. **Vijayaraghavan, S., Goswami, D. Y.** (2003) On Evaluating Efficiency of a Combined Power and Cooling Cycle. *Journal of Energy Resources Technology*, 125, 221-227.
16. **Lu, S. G., Goswami, D. Y.** (2003) Optimization of a novel combined power/refrigeration thermodynamic cycle. *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, 125, 212-217.
17. **Martin, C., Goswami, D. Y.** (2006) Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. (AAR) *Applied Thermal Engineering*, 26, 576-582.
18. **Sadrameli, S. M., Goswami, D. Y.** (2007) Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle. *Applied Energy*, 84, 254-265.
19. **Padilla, R. V., Demirkay, G., Goswami, D. Y., Stefanakos, E., Rahman, M. M.** (2010) Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture. *Energy*, 35, 4649-4657.
20. **Kim, K. H.** (2019) Thermodynamic Analysis of Kalina Based Power and Cooling Cogeneration Cycle Employed Once Through Configuration. *Energies*, 12, 1536.
21. **Kravchenko, M. B.** (2017) Modelirovanie vozdukhorazdelitelnykh ustanovok v potokovom simuliatore COCO/ChemSep. *Tekhnicheskie Gazy*, 1, 8-15.

Received 28 May 2019

Approved 02 July 2019

Available in Internet 05 September 2019