

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.56/.59

Утилізаційна комбінована енергохолодильна установка з повним регенеративним теплообміном

Г. К. Лавренченко¹, О. Г. Слинко², В. М. Галкін³, С. В. Козловський⁴, А. С. Бойчук⁵¹ТОВ «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.comORCID: 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>

Розглядається утилізаційна комбінована енергохолодильна установка, що включає енергетичний та холодильний цикли та має загальний конденсатор. Застосовуючи у якості гарячого джерела теплоти воду ($t_{\text{води}} = 126^\circ\text{C}$), що охолоджує двигун SDR-8 фірми «Зульцер», потужністю $N_e = 1250$ кВт, досліджено залежність ефективності теплоти гарячого джерела від процесу розширення пари в турбіні та її використання після розширення в ній. Особливість запропонованої установки полягає у гідродинамічному способі отримання пари та ізохорному процесі її перегріву. В енергетичному і холодильному циклах використовується одна й та сама робоча речовина – R134a. При розширенні пари до стану насичення, установка здатна виробляти 1136 кВт холоду, температура якого $-26,4^\circ\text{C}$. При цьому холодильний коефіцієнт установки дорівнює 5,1, що перевищує коефіцієнт звичайної холодильної установки, яка працює в тому ж інтервалі температур (температура конденсації $+40^\circ\text{C}$) на 94%. При розширенні пари в турбіні до гранично допустимої вологості (14 %) та використанні охолоджуючої здатності відпрацьованої пари турбіни установка виробляє 1582 кВт холоду. Підвищення холодопродуктивності при цьому варіанті побудови установки у порівнянні з першим варіантом становить 39 %, а збільшення зовні підведеної потужності – 54%. Холодильний коефіцієнт при другому варіанті побудови установки дорівнює 4,7, що також вище за холодильний коефіцієнт звичайної аналогічної одноступеневої холодильної машини на 79%. Механічна енергія, що виробляється в енергетичній частині установки, повністю застосовується у холодильній. Використання граничного переохолодження рідкого робочого тіла, граничного перегріву пари холодильної та енергетичної частини установки та ізотермічного/політропного процесу їх стиснення позитивно позначилося на підвищенні ефективності холодильної частини установки.

Ключові слова: Комбінована енергохолодильна установка; Утилізація теплоти, що охолоджує двигун; Холодильний коефіцієнт; Установка із спільним конденсатором; Потужність; Холодопродуктивність.

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i1.2315>

© 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

Використання вторинних низькотемпературних джерел є доцільним не тільки для додаткового отримання механічної енергії чи холоду, але й

зменшення теплового забруднення довкілля енергетичними установками, перетворюючими теплоту на роботу.

Відомі різні установки, що застосовуються з цією метою.

Зупинимося лише на двох із них.

Розглянемо насамперед установку, яка отримала назву Чистякова-Плотнікова, на прізвища її творців [1]. До складу установки входять турбоагрегати, які використовують теплоту промислових підприємств і потребують зовнішньої витрати електричної енергії. На жаль, ця безперечно перспективна розробка досі не знайшла практичного застосування.

Більш успішними виявилися роботи, що проводилися відомим вченим, винахідником та практиком О.І. Каліною. Їм були створені та введені в експлуатацію чотири досить великі електричні станції (у США, Японії, Ісландії), що працюють на водоаміачному розчині [2, 3]. Гарячим джерелом теплоти установок є геотермальна вода з відносно низьким температурним потенціалом (130...150 °C), температурні аналоги якої найчастіше в різних типах установок зараз все ще викидаються навколишнє середовище.

У статті [4], написаної О.І. Каліною спільно з В.М. Бродяньським, докладно розглянуто проблеми створення таких установок. У статті було звернуто увагу деякі їх особливості. По-перше, вони могли працювати при температурах конденсації, що лежать суттєво вище за 0 °C; по-друге, у верхній частині циклів межі підвищення температур визначалися початком дисоціації аміаку, що дозволяло перевести його до класу установок «Bottom cycles» (під цим розуміють, що в силовій двоступеневій установці, наприклад, парогазовій, у верхньому ступені використовується газотурбінний високо-температурний цикл, а в нижньому – пароводяний низькотемпературний).

Винятково важливими, з погляду завдання, що розглядається в цій роботі, виявилися пізніші дослідження О.І. Каліни із застосування запропонованого циклу для вироблення енергії на основі вторинних ресурсів [5], а саме непрямого тепла енергетичних установок. Це дало можливість виробляти у відносно великих турбоагрегатах додаткову кількість механічної енергії.

У цій роботі розглядається питання утилізації теплоти судових енергетичних установок, що мають значну кількість низькопотенційних джерел теплоти [6-9].

Утилізаційна комбінована енергохолодильна установка (УКЕХУ), що пропонується, будучи модифікацією тепловикористальних холодильних установок є їх удосконаленням. Вона відрізняється від відомої пароежекторної установки тим, що

стиснення пари, яка утворюється у випарнику холодильної частини установки, здійснюється механічним компресором, що частково приводиться в дію від парової турбіни цієї установки. Турбіна працює на тому ж робочому тілі, що і холодильна установка, але розширюється від тиску перегрітої пари, що отримується в пароутворюючому пристрої гідродинамічного принципу дії, до тиску у випарнику холодильної частини установки. Тому ця установка, як утилізаційна, є комбінованою, що виробляє як холод, так і механічну енергію, використовуючи теплову енергію вторинних (низькопотенційних) джерел теплоти.

Особливо багаті на вторинні енергоресурси судові енергетичні установки, де джерел теплоти, придатних для роботи тепловикористальних холодильних установок, достатньо як за їх кількістю, так і за температурним потенціалом.

Найближчим аналогом запропонованої установки є пароежекторна холодильна установка, що зазвичай розглядається і часто використовується стосовно води та водяної пари, як найдоступнішого і нешкідливого робочого тіла. Недоліком цієї установки є висока температура одержуваного холоду (вище 0 °C) і великий об'єм водяної пари, що утворюється у випарнику. Тому при її експлуатації виникає проблема підтримання глибокого вакууму у випарнику, що суттєво ускладнює її будову та використання, а також нівелює переваги пароежекторних холодильних установок (у прямому первісному розумінні цього терміну) [10, 11].

У той же час сучасні судові енергетичні установки, як і судна в цілому (складні інженерні споруди), вимагають багато холоду низької температури (нижче 0 °C). У даній роботі на прикладі двигуна SDR-8 фірми «Зульцер» потужністю $N_e = 1250$ кВт розглядається питання отримання не лише низькотемпературного холоду (-26 °C і нижче), але й деякої кількості механічної енергії, яка використовується в холодильній частині установки.

2. Принцип дії та побудови циклу УКЕХУ

Розглянемо принцип дії та технологічну схему побудови утилізаційної комбінованої енергохолодильної установки.

Особливостями УКЕХУ є використання гідродинамічного способу одержання пари, що реалізується сукупністю термодинамічних процесів 6-7-8-9-10 (рис. 1). У точці А (див. схему (рис. 2)) або відповідно в точці Б термодинамічного циклу

установки (див. рис. 1) загальний потік сконденсованого робочого тіла поділяється на два потоки – енергетичний 6-7-8-9-10 і холодильний 6-1-2-3.

Енергетичний потік стискається відцентровим насосом VI і через підігрівач XII подається до ресивера XIII насиченої рідини робочого тіла уста-

новки. Стиснена насичена рідина накопичується в ресивері. Клапан XIV дискретно порційно подає насичену рідину в дросельний пристрій, що розпилює її тонким шаром на вертикально розташований циліндр, поверхня якого нагріта до температури вище температури рідини, що розпилюється.

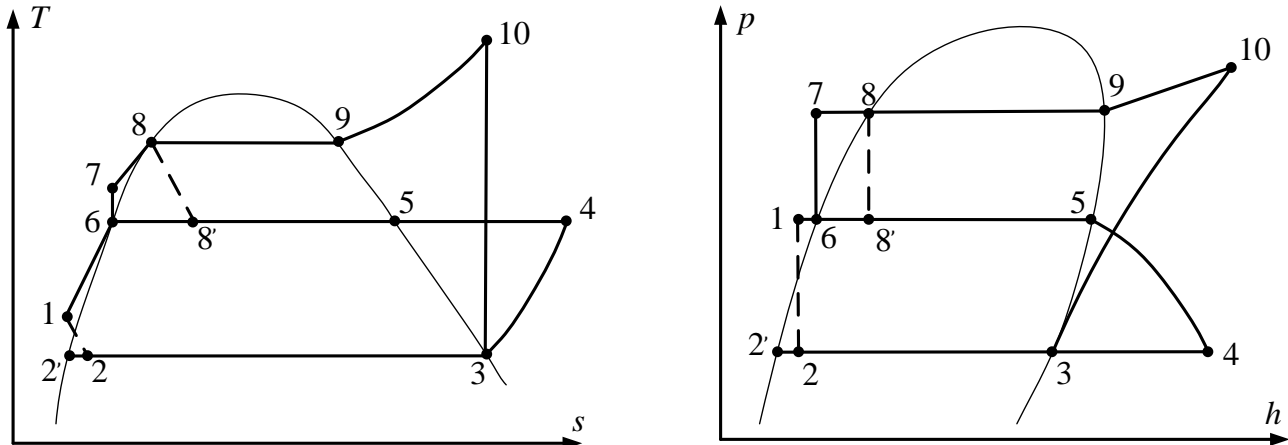


Рисунок 1 – Термодинамічний цикл УКЕХУ у T,s - та p,h -діаграмах з розширенням пари в турбіні до стану насиченої пари, що утворюється у випарнику (точка 3)

Насичена рідина, будучи розпорошеною тонким шаром на зовнішню поверхню циліндра, миттєво перетворюється на насичену пару. Для інтенсифікації процесу пароутворення і перегріву пари внутрішній обігрівач, в даному випадку водою, циліндр зсередини обрешчено, а пароутворюючий простір (об'єм між циліндрами) замкнено для здійснення ізохорного процесу перегріву пари. Якщо не вся порція розпорошеної на гарячий циліндр рідини з якоїсь причини перетворилася на пару, то вона під дією різниці тисків повертається через дросельний клапан XVI у конденсатор холодильної установки VIII (процес 8-8').

Клапан XV налаштовується на реально досяжний (розрахунковий) тиск (температуру) перегріву пари, що залежить від температури гарячого джерела теплоти. Перегріта пара, стан точки 10, накопичується в ресивері III.

Для виключення пульсації тиску пари, що надходить у турбіну, на один ресивер повинні працювати кілька пароутворюючих пристроїв зі зрушеними за фазою моментами відкриття клапана XV. Пара розширюється в турбіні до тиску у випарнику до стану точки 3 або 3' (залежно від варіанту установки) (див. рис. 1 та 3). Відпрацьована пара турбіни, знову, в залежності від варіанту установки, або відразу разом з паром, що утворилася у випарнику, надходять у регенеративний теплообмінник; або подається у випарник, де разом з

холодним потоком бере участь в процесі охолодження. Пара, що відпрацювала у турбіні, разом з паром холодного потоку надходить у регенеративний теплообмінник, де за рахунок теплоти рідкого холодного потоку здійснюється їх регенеративний граничний (максимально можливий) перегрів до стану, з якого здійснимо ізоермічний/політропний процес його стиснення до стану насичення (точка 5). Більш детальний принцип дії розглянутої УКЕХУ може бути уточнений шляхом вивчення її принципової схеми з урахуванням докладного підпису (див рис. 2).

Використання граничного переохолодження рідкого робочого тіла, граничного перегріву пари холодильної та енергетичної частини установки та ізоермічного/політропного процесу їх стиснення позитивно позначилося на підвищенні ефективності холодильної частини установки. Удосконалення термодинамічного циклу енергетичної частини УКЕХУ (гідродинамічний спосіб пароутворення та ізохорний процес перегріву пари), застосовані одночасно з удосконаленнями холодильного циклу, як показали наведені нижче розрахунки, виявилися дуже ефективними, що виявилось у перевищенні холодильного коефіцієнта УКЕХУ майже у 2 рази у порівнянні з холодильним коефіцієнтом звичайної еквівалентної холодильної установки.

Побудова та розрахунок термодинамічного

циклу УКЕХУ необхідно починати з прийняття визначальних її особливості параметрів, наприклад, температурного рівня необхідного холоду або тис-

ку у випарнику з точки зору забезпечення герметичності системи холодоагенту, і гарячого джерела теплоти.

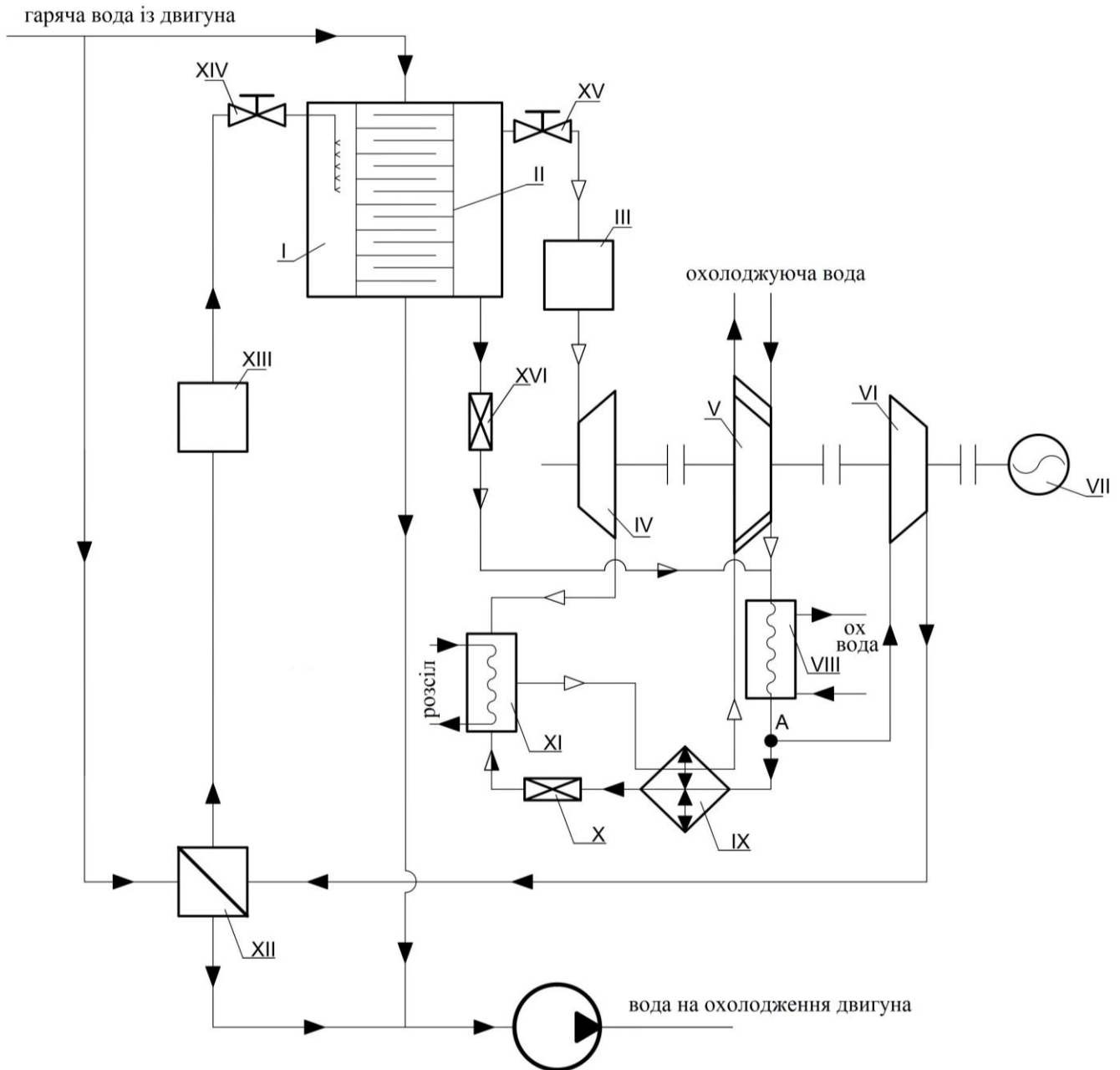


Рисунок 2 – Принципова схема утилізаційної комбінованої енергохолодильної установки:

I – паротворюючий пристрій паротурбінної установки; *II* – циліндр, що обігрівається гарячою водою, що охолоджує двигун; *III* – ресивер перегрітої пари; *IV* – парова турбіна; *V* – охолоджувальний компресор, що ізотермічно/політропно стискає пару, яка відпрацювала в турбіні, і пару, що утворилася у випарнику холодильної установки; *VI* – відцентровий насос, що подає через утилізаційний теплообмінник *XII* рідке робоче тіло в ресивер насиченої рідини *XIII*; *VII* – електродвигун; *VIII* – конденсатор пари, що відпрацювала у турбіні, і пари, що утворилася у випарнику; *IX* – регенеративний перегрівач пари, що всмоктується компресором, за рахунок теплоти переохолодження зрідженого холодоагенту, що дроселюється у випарник; *X* – дросельний клапан, що регулює подавання рідкого холодоагенту у випарник;

XI – випарник; *XIV* – зовні керований клапан, що асинхронно відкривається щодо клапана *XV* і дозує подавання насиченої рідини в паротворюючий пристрій *I*; *XV* – клапан, що регулює тиск (температуру) ізохорного перегріву пари робочого тіла в паротворюючому пристрої і дискретно пропускає перегріту пару в ресивер *III*; *XVI* – клапан, що автоматично дроселює рідке робоче тіло, яке з якоїсь причини не перетворилося на пару, у випарнику *XI*, *XII* – холодоносії холодильної установки

Скористаємося другим із можливих варіантів – приймемо тиск хладагента у випарнику 0,1 МПа, що гарантує відсутність підсмоктування повітря в систему холодоагента без будь-яких особливих заходів щодо забезпечення герметичності системи. Що стосується інтервалу температур у варіанті використання УКЕХУ, то температура води, що охолоджує двигун (гаряче джерело теплоти), дорівнює 126 °С.

Наступний вибір, що надається користувачеві УКЕХУ, це вибір стану пари, що відпрацювала в турбіні. У цій роботі розглядаються два варіанти – у першому, це розширення пари в турбіні до стану насиченої пари, що утворюється у випарнику холодильної установки, у другому варіанті – це гранично-допустимий стан пари на останніх ступенях турбіни з точки зору допустимої ерозії її лопаток. Розглянемо загальний алгоритм побудови та розрахунку цих варіантів термодинамічного циклу УКЕХУ.

Термодинамічний цикл УКЕХУ з розширенням пари в турбіні до стану насиченої пари, що утворюється у випарнику установки, зображений на рис. 1

Задавшись тиском (температурою) у випарнику, знаходимо параметри холодоагента у точках 3 та 2'. Знаючи ентропію в точці 3 і температуру гарячого джерела теплоти, визначаємо термодинамічні властивості холодоагента в точці 10. Знаючи густину (питомий об'єм) робочого тіла в точці 10 і приймаючи ізохорний процес перегріву пари, розраховуємо властивості робочого тіла енергетичної частини УКЕХУ – 9 та 8. Задавшись температурою навколишнього середовища та методом охолодження конденсатора, обчислюємо властивості робочого тіла у точках 5 та 6. За значенням тиску у точці 8 та ентропії у точці 6 визначаємо властивості стисненої рідини у точці 7.

Що стосується холодильної частини циклу УКЕХУ, то властивості пари в точці 4 обчислюємо виходячи з граничного регенеративного її перегріву до температури конденсації, а властивості рідкого холодоагента перед дроселюванням (у точці 1) – виходячи з умови повного регенеративного переохолодження рідкого холодоагента шляхом відведення теплоти охолодження до сумарної кількості пари, що перегрівається.

Можливі різноманітні термодинамічні цикли, що реалізують УКЕХУ. Розглянемо два варіанти установки. У першому варіанті розширення пари в турбіні закінчується в стані насиченої пари, що

утворюється у випарнику холодильної установки. Після їх змішування вони регенеративно гранично перегріваються до температури конденсації, ізотермічно/політропно стискаються та конденсуються у загальному конденсаторі. У другому варіанті УКЕХУ розширення пари в турбіні здійснюється до гранично-допустимої вологості пари на останніх ступенях турбіни, тобто до тиску (температури) у випарнику. Після чого волога пара, що відпрацювала в турбіні, разом з вологою парою, що утворилася при дроселюванні, надходять у випарник холодильної установки, тобто в цьому випадку використовується не тільки механічна енергія турбіни для приводу компресора холодильної установки, але й охолоджуюча здатність її відпрацьованої пари. Розрахуємо та проведемо дослідження зазначених варіантів УКЕХУ.

2.1. УКЕХУ з розширенням пари в турбіні до стану сухої насиченої пари, що утворюється у випарнику холодильної установки (точка 3) рис. 1

Термодинамічний цикл такої УКЕХУ представлено в T,s - та p,h -координатах (див. рис. 1), а її принципова схема – на рис. 2.

Загальними особливостями УКЕХУ є гідродинамічний спосіб отримання перегрітої пари робочого тіла, що складається із сукупності термодинамічних процесів 6-7-9-10, повне регенеративне переохолодження рідини при відповідному граничному перегріві пари до температури конденсації та, нарешті, ізотермічне/політропне його стиснення.

Температура води, що охолоджує двигун, дорівнює 126 °С, а критична температура R134a, робочого тіла, що використовується, – 101,06 °С.

Побудова та розрахунок термодинамічного циклу УКЕХУ треба починати з вибору деяких хоч і довільних, але визначальних параметрів роботи установки. Нехай $t_k = 40^\circ\text{C}$ і $p_0 = 0,1$ МПа. Тоді властивості холодоагенту R134a у точці 3 набувають значення: ентальпія $h_3 = 382,60$ кДж/кг; ентропія $s_3 = 1,7475$ кДж/(кг·К); температура $t_3 = -26,36$ °С.

Приймемо температуру R134a у точці 10 – 120 °С (при температурі відпрацьованих газів дизеля 126 °С). Тоді із умови $s_{10} = s_3 = 1,7475$ кДж/(кг·К) термодинамічні властивості у цій точці дорівнюють: ентальпія $h_{10} = 382,60$ кДж/кг, внутрішня енергія $u_{10} = 441,61$ кДж/кг, густина $\rho_{10} = 222,4$ кг/м³.

Враховуючи ізохорність процесу перегріву пари (процес 9-10), визначаємо властивості R134a у точці 9 за умови, що $\rho_9 = \rho_{10} = 222,4 \text{ кг/м}^3$, і що точка 9 перебуває у стані насиченої пари. Тоді внутрішня енергія $u_9 = 410,16 \text{ кДж/кг}$; ентальпія $h_9 = 424,45 \text{ кДж/кг}$; тиск $p_9 = 3,29 \text{ МПа}$.

Ентальпію у точці 8 визначаємо з умови, що $p_8 = p_9 = 3,29 \text{ МПа}$. При цьому точка 8 перебуває у стані насиченої рідини, коли $h_8 = 344,48 \text{ кДж/кг}$.

Виходячи з умови, що процес 7-8 – ізобарний процес нагрівання рідини до стану насичення перед її розпорошенням на поверхню внутрішнього циліндра пароутворюючого пристрою, тиск у точці 7 дорівнює: $p_7 = p_8 = 3,29 \text{ МПа}$; $s_7 = s_6 = 1,1905 \text{ кДж/(кг·К)}$; ентальпія у точці $h_7 = h_6 = 258,39 \text{ кДж/кг}$. Повний набір розрахункових термодинамічних властивостей R134a в характерних точках варіанти установки, що розглядається, наводяться в табл. 1.

Таблиця 1 – Термодинамічні властивості R134a у характерних точках УКЕХУ, що працює при атмосферному тиску холодоагенту у випарнику та з розширенням пари в турбіні до стану сухої насиченої пари, що утворюється у випарнику холодильної частини установки (точка 3)

Точки	t , °C	p , бар	v , м ³ /кг	ρ , кг/м ³	h , кДж/кг	u , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)
1	-24,36	10,166	$0,7278 \cdot 10^{-3}$	1374,0	168,57	167,57	0,87645
2	-26,36	1,0	$0,34892 \cdot 10^{-2}$	286,6	168,57	168,22	0,88024
3	-26,36	1,0	0,19256	5,1932	382,60	363,34	1,74750
2'	-26,36	1,0	$0,7253 \cdot 10^{-3}$	1377,5	165,44	165,37	0,86756
5	40	10,166	$19,966 \cdot 10^{-3}$	50,085	419,43	399,13	1,71110
4	40	1,0	0,25088	3,9860	437,49	412,40	1,94410
6	40	10,166	$0,87204 \cdot 10^{-3}$	1146,7	256,41	255,52	1,19050
7	41,56	32,90	$0,86353 \cdot 10^{-3}$	1158,0	258,39	255,55	1,19050
8	90,68	32,90	$1,2046 \cdot 10^{-3}$	830,17	344,48	340,52	1,44320
9	90,68	32,893	0,0044956	222,4	424,95	410,16	1,66430
10	120,0	42,235	0,0044956	222,4	460,60	441,61	1,74750

Курсивом позначені параметри R134a, що використані при визначенні термодинамічних властивостей холодоагенту у відповідних точках циклу

Визначаємо кількість теплоти, що відбирається охолоджуючою водою від діючого дизеля. Ця теплота Q_b використовується в пароутворюючому пристрої:

$$Q_b = q_N^b \cdot N_e = 1838 \cdot 1250 = 2,275 \cdot 10^6 \text{ кДж/год} = 631,94 \text{ кВт}, \quad (1)$$

де $q_N^b = q_b \cdot g_e \cdot Q_H^P = 0,247 \cdot 0,186 \cdot 40 \cdot 10^3 = 1838 \text{ кДж/(кВт·год)}$; $q_b = 0,247$ – втрата теплоти охолоджуючою водою дизеля щодо загальної теплоти згоряння палива (прийнята за даними [10]); $g_e = 0,186 \text{ кг/(кВт·год)}$ – питома витрата палива дизеля SDR-8.

Кількість води G_b , що циркулює в просторі двигуна, поза сорочкою.

$$G_b = \frac{Q_b}{c_p (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})} = \frac{631,94}{4,19(126 - 120)} = 25,14 \text{ кг/с},$$

де $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вих}}$ – температури води, що входить і виходить із простору двигуна поза сорочкою.

Кількість теплоти, необхідна для перетворення 1 кг стисненого рідкого R134a (точка 7) на перегріту пару (точка 10),

$$q_1 = (h_9 - h_7) + (u_{10} - u_9) = (424,95 - 258,39) + (441,61 - 410,16) = 198,01 \text{ кДж/кг}. \quad (3)$$

Кількість пари R134a, яку можна отримати за рахунок теплової енергії води, що охолоджує двигун,

$$M_{\text{пар}} = \frac{Q_{\text{вод}}}{q_1} = \frac{631,94}{198,01} = 3,19 \text{ кг/с.} \quad (4)$$

Питома робота ізоентропного розширення пари R134a у турбіні з урахуванням роботи насоса,

$$l = (h_{10} - h_3) - (h_7 - h_6) = (460,60 - 382,60) - (258,39 - 256,41) = 76,02 \text{ кДж/кг.} \quad (5)$$

Питома робота ізотермічного стиснення пари компресора (процес 4-5)

$$l_{\text{комп}} = \int_4^5 dh - T_5 \int_4^5 ds = (h_5 - h_4) - T_5 (s_5 - s_4) = (419,43 - 437,49) - 313,15(1,7111 - 1,9441) = 54,90 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата холодоагенту, який треба подавати в регенеративний теплообмінник, щоб забезпечити граничний регенеративний перегрів загальної кількості пари, що відпрацювала у турбіні і утворилася у випарнику, при повному переохолодженні рідкого R134a до стану його кипіння у випарнику визначається з співвідношення:

$$M_{\text{вип}} (h_6 - h_1) = (M_{\text{тур}} + M_{\text{вип}}) \cdot (h_4 - h_3) \\ \text{або} \quad M_{\text{вип}} \cdot q_{\text{переох}} = (M_{\text{тур}} + M_{\text{вип}}) \cdot q_{\text{перегр.}}$$

Звідси

$$M_{\text{вип}} = \frac{M_{\text{тур}} \cdot q_{\text{перегр}}}{q_{\text{переох}} - q_{\text{перегр}}} = \frac{3,19 \cdot 54,89}{87,84 - 54,89} = 5,31 \text{ кг/с,}$$

де $q_{\text{перегр}} = h_4 - h_3 = 437,49 - 382,60 = 54,89 \text{ кДж/кг}$ – питома теплота граничного перегріву пари в циклі; $q_{\text{переох}} = h_6 - h_1 = 256,41 - 168,57 = 87,84 \text{ кДж/кг}$ – питома теплота повного переохолодження рідини у холодильному циклі.

Потужність турбіни

$$N_{\text{тур}} = M_{\text{пар}} \cdot l_{\text{тур}} = 3,19 \cdot 76,02 = 242,5 \text{ кВт.} \quad (8)$$

Потужність, що витрачається на привід компресора, що стискає всю пару установки,

$$N_{\text{комп}} = (M_{\text{пар}} + M_{\text{вип}}) \cdot l_{\text{комп}} = (3,19 + 5,31) \cdot 54,9 = 466,65 \text{ кВт.} \quad (9)$$

Сумарна потужність, що споживається установкою,

$$N_{\text{уст}} = N_{\text{комп}} - N_{\text{тур}} = 466,65 - 242,5 = 224,15 \text{ кВт.}$$

Холодопродуктивність установки

$$Q_0 = M_{\text{вип}} \cdot (h_3 - h_2) = 5,31 \cdot (382,6 - 168,57) = 1136,50 \text{ кВт.} \quad (11)$$

Холодильний коефіцієнт установки

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\text{уст}}} = \frac{1136,50}{224,15} = 5,07. \quad (12)$$

2.2. УКЕХУ з розширенням пари в турбіні до гранично-допустимої вологості пари на останніх СТУПЕНЯХ турбіни (точка 3')

На рис. 3 зображено термодинамічний цикл УКЕХУ з розширенням пари в турбіні до гранично-допустимої його вологості на останніх ступенях турбіни (14%). Процес розширення пари в турбіні 10-3' – ізоентропний, ступінь сухості пари у точці 3' дорівнює 0,86. Крім того, у розглянутому варіанті УКЕХУ пара, що відпрацювала в турбіні, не конденсується (процес 3'-2'), а використовується разом з парою, що утворюється у випарнику (процес 2-3') для охолодження об'єкта. Потужність такої установки

$$Q_{\text{уст}} = Q_{\text{вип}} + Q_{\text{тур}} = M_{\text{вип}} (h_3 - h_2) + M_{\text{тур}} (h_3 - h_{3'}).$$

Алгоритм побудови та розрахунку термодинамічного циклу такої УКЕХУ може бути прийнятий наступним. Задаємося ступенем сухості пари $x = 0,86$, що розширюється в турбіні. Тоді отримуємо значення ентропії у точці 3'

$$s_{3'} = x_{3'} (s_3 - s_{2'}) + s_{2'} = 0,86(1,7475 - 0,86756) + 0,86756 = 1,6243 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}. \quad (14)$$

Знаючи $s_{3'} = 1,6243 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ та тиск $p_{3'} = 0,1 \text{ МПа}$, знаходимо ентальпію $h_{3'} = 352,20 \text{ кДж/кг}$. Задаючись температурою перегріву пари (точка 10) 120°C (температура охолоджуючої води двигуна 126°C) з урахуванням того, що $s_{10} = s_{3'} = 1,6243 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$, визначаємо властивості пари

в точці 10: ентальпія $h_{10} = 416,59$ кДж/кг; внутрішня енергія $u_{10} = 405,32$ кДж/кг; густина $\rho_{10} = 499,30$ кг/м³; тиск $p_{10} = 56,256$ бар.

Точка 9 знаходиться на прикордонній кривій насиченої пари, а процес 9-10 – ізохорний процес

перегріву пари за умови, що $\rho_9 = \rho_{10} = 499,30$ кг/м³. Тоді інші параметри насиченої пари у точці 9: ентальпія $h_9 = 391,16$ кДж/кг; внутрішня енергія $u_9 = 383,03$ кДж/кг; густина $\rho_9 = 499,30$ кг/м³; тиск $p_9 = 40,589$ бар.

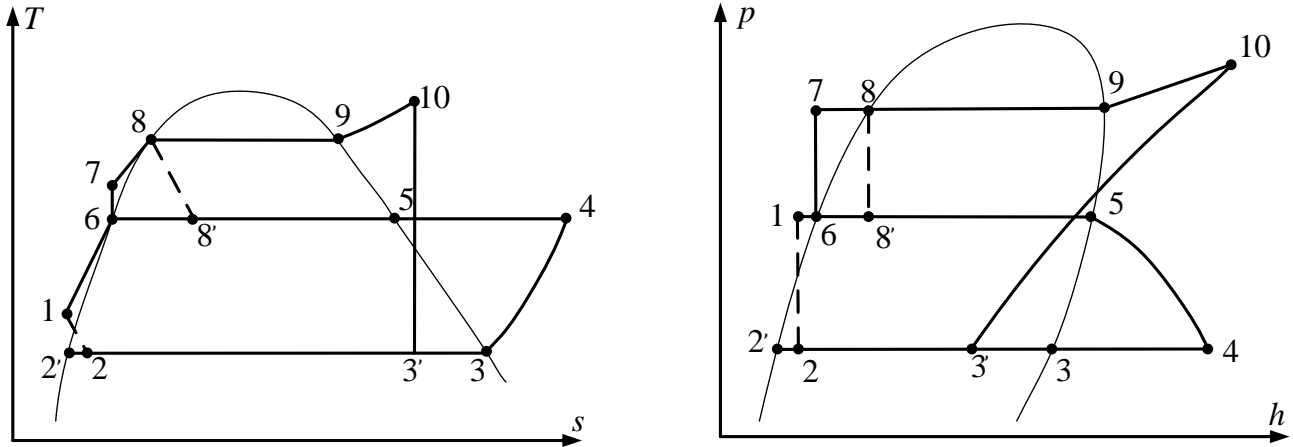


Рисунок 3 – Термодинамічний цикл UKEXU у T,s - та p,h -діаграмах з розширенням пари в турбіні до гранично-допустимої вологості пари на останніх ступенях турбіни (точка 3')

Властивості насиченої рідини у точці 8 визначаємо з умови: $p_8 = p_9 = 40589$ бар; температура $t_8 = 101,06$ °C; ентальпія $h_8 = 388,15$ кДж/кг.

Властивості рідкого R134a у точці 7 отримуємо з умови: $s_7 = s_6 = 1,1905$ кДж/(кг·K) та $p_7 = p_8 =$

$= 40,589$ бар, тоді ентальпія холодоагенту у точці 7 $h_7 = 259,05$ кДж/кг.

Повний набір розрахованих термодинамічних властивостей R134a в характерних точках варіанта установки, що розглядається, наводяться в табл. 2.

Таблиця 2 – Термодинамічні властивості R134a у характерних точках UKEXU, що працює при атмосферному тиску холодоагенту у випарнику та з розширенням пари в турбіні до гранично-допустимої його вологості на останніх ступенях турбіни (точка 3')

Точки	t , °C	p , бар	v , м ³ /кг	ρ , кг/м ³	h , кДж/кг	u , кДж/кг	s , кДж/(кг·K)
1	-24,36	10,166	0,7278·10 ⁻³	1374,0	168,57	167,57	0,87645
2	-26,36	1,0	0,34892·10 ⁻²	286,6	168,57	168,22	0,88024
2'	-26,36	1,0	0,7253·10 ⁻³	1377,5	165,44	165,37	0,86756
3	-26,36	1,0	0,19256	5,1932	382,60	363,34	1,74750
3'	-26,36	1,0	0,1657	6,035	352,20	335,63	1,62430
5	40	10,166	19,966·10 ⁻³	50,085	419,43	399,13	1,71110
4	40	1,0	0,25088	3,9860	437,49	412,40	1,94410
6	40	10,166	0,87204·10 ⁻³	1146,7	256,41	255,52	1,19050
7	42,06	40,589	0,86087·10 ⁻³	1161,6	255,56	259,05	1,19050
8	100,06	40,589	0,0019068	524,44	388,15	380,41	1,55610
9	100,06	40,589	0,0020028	499,30	391,16	383,03	1,56620
10	120,0	56,256	0,0020028	499,30	416,59	405,32	1,62430

Курсивом позначені параметри R134a, що використані при визначенні термодинамічних властивостей холодоагента у відповідних точках циклу

Використовуючи отримані дані, розраховуємо енергетичні характеристики УКЕХУ.

Кількість теплоти, необхідна для перетворення 1 кг рідкого R134a (точка 7) на перегріту пару (точка 10),

$$q_1 = (h_9 - h_7) + (u_{10} - u_9) = (391,16 - 259,05) + (405,32 - 383,03) = 154,40 \text{ кДж/кг.} \quad (15)$$

Кількість пари R134a, яка виходить за рахунок теплової енергії води, що охолоджує двигун,

$$M_{\text{пар}} = \frac{Q_{\text{вод}}}{q_1} = \frac{631,94}{154,40} = 4,09 \text{ кг/с.} \quad (16)$$

Питома робота ізоентропного розширення пари R134a у турбіні з урахуванням роботи насоса

$$l = (h_{10} - h_3) - (h_7 - h_6) = (416,59 - 352,20) - (259,05 - 256,41) = 61,75 \text{ кДж/кг.} \quad (17)$$

Питома робота ізотермічного стиску пари в компресорі (процес 4-5)

$$l_{\text{комп}} = \int_4^5 dh - T_5 \int_4^5 ds = (h_5 - h_4) - T_5 (s_5 - s_4) = (419,43 - 437,49) - 313,15(1,7111 - 1,9441) = 54,90 \text{ кДж/кг.}$$

Витрата рідкого холодоагенту, який треба подавати в регенеративний теплообмінник, щоб забезпечити граничний регенеративний перегрів загальної кількості пари, що відпрацювала у турбіні і утворилася у випарнику, при повному переохолодженні рідкого R134a до його стану перед дроселюванням (точка 1), визначається з

$$M_{\text{вип}} (h_6 - h_1) = (M_{\text{тур}} + M_{\text{вип}}) \cdot (h_4 - h_3) \\ \text{або} \quad M_{\text{вип}} \cdot q_{\text{переох}} = (M_{\text{тур}} + M_{\text{вип}}) \cdot q_{\text{перегр.}}$$

Звідси

$$M_{\text{вип}} = \frac{M_{\text{тур}} \cdot q_{\text{перегр.}}}{q_{\text{переох}} - q_{\text{перегр.}}} = \frac{4,09 \cdot 54,89}{87,84 - 54,89} = 6,81 \text{ кг/с,}$$

де $q_{\text{перегр.}} = h_4 - h_3 = 437,49 - 382,60 = 54,89 \text{ кДж/кг}$ – питома теплота граничного перегріву пари в циклі; $q_{\text{переох}} = h_6 - h_1 = 256,41 - 168,57 = 87,84 \text{ кДж/кг}$

– питома теплота повного переохолодження рідини у холодильному циклі.

Потужність турбіни

$$N_{\text{тур}} = M_{\text{пар}} \cdot l_{\text{тур}} = 4,09 \cdot 61,75 = 252,56 \text{ кВт.} \quad (20)$$

Потужність, що витрачається на привід компресора, що ізотермічно стискає всю пару установки,

$$N_{\text{комп}} = (M_{\text{пар}} + M_{\text{вип}}) \cdot l_{\text{комп}} = (4,09 + 6,81) \cdot 54,9 = 598,41 \text{ кВт.} \quad (21)$$

Сумарна потужність, що споживається установкою,

$$N_{\text{уст}} = N_{\text{комп}} - N_{\text{тур}} = 598,41 - 252,56 = 345,85 \text{ кВт.}$$

Холодопродуктивність установки

$$Q_0 = M_{\text{вип}} \cdot (h_3 - h_2) + M (h_3 - h_3') = 6,81 \cdot (382,6 - 168,57) + 4,09 \cdot (382,60 - 352,20) = 1581,88 \text{ кВт.}$$

Холодильний коефіцієнт установки

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\text{уст}}} = \frac{1581,88}{345,85} = 4,57. \quad (24)$$

Для ілюстрації відносної ефективності пропонуваного утилізаційного енергохолодильного циклу можна порівняти його показники з показниками звичайної одноступеневої холодильної установки. Враховуватимемо, що установка працює в тому ж інтервалі температур ($t_{\text{конд}} = 40^\circ\text{C}$, $t_0 = -26^\circ\text{C}$) з обмеженим регенеративним теплообміном (прийнятий регенеративний перегрів пари 9°C). Теоретичний холодильний коефіцієнт такої установки дорівнює 2,63, а споживана теоретична потужність – 438,99 кВт за тієї ж холодопродуктивності 1137 кВт. Отже, потужність, що споживається звичайною холодильною установкою, на 95,8 % більша, ніж у запропонованій УКЕХУ з розширенням пари до стану насичення при рівних значеннях холодопродуктивності, а холодильний коефіцієнт звичайної установки менше на 92,7 %.

Аналізуючи табличні дані, можна стверджувати, що:

Таблиця 3 – Порівняння енергетичних характеристик пропонованої енергохолодильної установки з характеристиками звичайної холодильної установки аналога

Показник ефективності	Варіант УКЕХУ	
	перший	другий
Холодопродуктивність УКЕХУ, кВт	1137	1582
Теоретична потужність, що виробляється турбіною УКЕХУ, кВт	243	253
Теоретична потужність, що споживається компресором УКЕХУ, кВт	467	598
Сумарна теоретична потужність, споживана УКЕХУ, кВт	224	346
Споживана теоретична потужність звичайною холодильною установкою, кВт	443	-
Холодильний коефіцієнт УКЕХУ	5,07	4,57
Холодильний коефіцієнт звичайної одноступеневої холодильної установки (аналогу)	2,63	

- пропонована УКЕХУ за всіма енергетичними показниками перевищує відповідні показники звичайної холодильної установки-аналогу;

- використання охолоджуючої здатності пари, що відпрацювала у турбіні, підвищує холодопродуктивність установки на 39%, але знижує холодильний коефіцієнт на 11% в порівнянні з першим варіантом установки;

- враховуючи вдосконалення холодильного циклу, використані при розробці термодинамічного циклу УКЕХУ ефективні показники останньої установки будуть ще істотнішими за відповідні показники звичайної холодильної установки-аналогу, тобто працюючої в тому ж інтервалі температур.

3. Висновок

Пропонована утилізаційна комбінована енергохолодильна установка, яка використовує у ясті гарячого джерела воду, що охолоджує двигун SDR-8 фірми «Зульцер» потужністю $N_e = 1250$ кВт, температура якої 126 °С, виробляє 1137 кВт холоду, температура якого -26 °С. Холодильний коефіцієнт такої установки вищий за коефіцієнт звичайної холодильної установки, що працює на тому ж робочому тілі і в тому ж діапазоні температур на 92,8%, а споживана потужність менше на 97,8% при рівних холодопродуктивностях установок.

Співвідношення між кількістю пари, що подається у випарник, і пари, що надходить у турбіну і розширюється до стану насичення (точка 3), має певне значення.

Розглянуті тут варіанти УКЕХУ є єдино можливими по холодопродуктивності. Запропонована

установка може ефективно вирішити питання охолодження повітря та газів в інноваційних термодинамічних циклах енергетичних установок [12].

Особистий внесок авторів CRediT

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.:** візуалізація, верифікація. **Бойчук А.С.:** формальний аналіз, еволюція загальних цілей та завдань.

Література

1. Чистяков Ф.М., Плотніков А.Є. Холодильний турбоагрегат із приводом від турбіни, що працює на холодильному агенті // Холодильна техніка. – 1952. – № 3. – С. 16-19.
2. Kalina A.I. New thermodynamic cycle and power systems for geothermal applications // GRC Transactions. – 2006. – Vol. 30. – P. 747-750.
3. Лавренченко Г.К., Вассерман О.А. Нове покоління геотермальних станцій, що працюють на водоаміачному розчині за циклом Каліни // Технічні газети. – 2018. – №2. – С. 3-14.
4. Kalina A., Brodianskii V. Exergy analysis of Kalina Cycle's thermodynamic efficiency // Proceedings of Flowers '97, Florence Geothermal Congress. – Padova: SGE, 1997. – P. 1143-1155.
5. Kalina A.I. Combined-cycle system with novel bottoming cycle // Transactions of the ASME. – 1984. – Vol. 106. – P. 737-742.
6. Загоруйко В.А., Голіков О.О. Холодильна тех-

ніка. – Київ: Наукова думка, 1998. – 607 с.

7. Вассерман О.А., Лавренченко Г.К., Слинько О.Г. Особливості ідеалізованих циклів парокомпресорних холодильних машин // Технічні газ. – 2014. – № 6. – С. 30-36.

8. Вассерман О.А., Слинько О.Г. Спосіб здійснення теоретичного циклу парокомпресорних холодильних машин. Патент України на винахід №110869. – Бюлетень «Промислова власність», №4. – 2016.

9. Селіверстов В.М. Утилізація тепла у суднових дизельних установках. – Л.: вид-во «Суднобуду

вання», 1973. – 253 с.

10. Бараненко О.В., Бухарін Н.М., Пекарєв В.І. та ін. Холодильні машини / за заг. ред. Л.С. Тимофеевського. – СПб.: Політехніка, 1997. – 992 с.

11. Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. – REFPROP, Version 8.0. – Gaithersburg, 2007. – 51 p.

12. Вассерман О.А., Слинько О.Г., Шутенко М.А. Інноваційні цикли енергетичних установок. – Одеса: вид-во «Фенікс», 2020. – 182 с.

Отримана в редакції 30.11.2021, прийнята до друку 19.01.2022

Recycling combined refrigeration power unit with complete regenerative heat exchange

Georg Lavrenchenko^{1✉}, Oleksii Slinko², Vitalii Galkin³, Sergiy Kozlovskyi⁴, 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>

The recycling combined refrigeration power unit, including energy and refrigeration cycles and having a common condenser, is considered. Using water as a hot source of heat ($t_w = 126^\circ\text{C}$), cooling SDR-8 engine by “Sulzer”, the power $N_e = 1250\text{ kW}$, the dependence of the hot source heat efficiency depending on the steam expansion process in the turbine and its use after expansion was analyzed. The specific feature of the represented unit is the hydrodynamic method of steam generation and isochoric process of its superheating. When using R134a as a working substance and at steam expansion up to saturation condition, the unit is able to produce 1136 kW of cold, which temperature is $-26,4^\circ\text{C}$. At the same time the refrigerating coefficient of the unit is equal to 5,1; it is 94% higher than that of a standard refrigerating unit operating within the same temperature range (condensing temperature $+40^\circ\text{C}$). When expanding steam in the turbine up to the maximum permissible humidity (14 %) and using cooling capacity of the turbine exhaust steam the unit generates 1582 kW of cold. Increase of cooling capacity of the unit in this alternative as compared to the first one is 39 %, and increase of external power input is 54 %. Refrigeration coefficient for the second alternative of the unit is equal to 4,7 which is also higher than the refrigerating coefficient of the standard analogous one-stage refrigerating machine by 79 %. Mechanical energy generated in the power part is fully used in the refrigeration part. The use of extreme subcooling of the liquid working fluid, extreme superheating of steam of the refrigerating and energy parts of the unit, and the isothermal/polytropic process of their compression had a positive effect on increasing the efficiency of the refrigerating part of the unit.

Keywords: Combined refrigeration power unit; Combined refrigeration power unit; Coefficient of performance; Unit with a common condenser; Power; Cooling capacity.

References

1. Chistyakov, F.M., Plotnikov, A.E. (1952) Refrigeration turbine unit driven by a turbine operating on a refrigerant. *Kholodilnaya Tekhnika*, 3, 16-19.

2. Kalina, A.I. (2006) New thermodynamic cycle and power systems for geothermal applications. *GRC Transactions*, 30, 747-750.

3. Lavrenchenko, G.K., Vasserman, A.A. (2018) A new generation of geothermal stations operating on a

water-ammonia solution according to the Kalina cycle. *Tekhnicheskie Gazy*, 2, 3-14.

4. **Kalina, A., Brodianskii, V.** (1997) Exergy analysis of Kalina Cycle's thermodynamic efficiency. *Proceedings of Flowers '97, Florence Geothermal Congress, Padova: SGE*, 1143-1155.

5. **Kalina, A.I.** (1984) Combined-cycle system with novel bottoming cycle. *Transactions of the ASME*, 106, 737-742.

6. **Zagoruiko, V.A., Golikov, A.A.** (1998) Ship refrigeration equipment. *Kyiv: Naukova Dumka*, 607.

7. **Vasserman, A.A., Lavrenchenko, G.K., Slyn'ko, A.G.** (2014) Peculiarities of idealized cycles of steam-compressor refrigeration machines. *Tekhnicheskie Gazy*, 6, 30-36.

8. **Vasserman, O.A., Slyn'ko, O.G.** (2016) Method of carrying out theoretical cycle of steam-compressor

refrigeration machines. Patent of Ukraine for invention № 110869. *Bulletin "Industrial Property"*, №4.

9. **Seliverstov, V.M.** (1973) Heat recovery in marine diesel installations. *L.: Izd-vo "Sudostroenie"*, 253.

10. **Baranenko, A.V., Bukharin, N.N., Pekarev, V.I. et al.** (1997) Refrigerators; under total ed. **L.S. Timofeevsky**. *St. Petersburg: Polytechnic*, 992.

11. **Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O.** (2007) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. REFPROP, Version 8.0. *Gait-hersburg*, 51.

12. **Vasserman, O.A., Slyn'ko, O.G. Shutenko, M.A.** (2020) Innovative cycles of power plants. *Odesa: Vydavnytsvo "Feniks"*, 182.

Received 30 November 2021

Approved 19 January 2022

Available in Internet 30 March 2022