

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 565.9:620.91

Огляд схем та циклів абсорбційних холодильних машин комерційного призначення малої енергетики

Л. І. Морозюк¹, А. К. Куколєв²✉¹⁻²Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна✉ e-mail: ²kukolev9@gmail.comORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0003-4133-1984>; ²<https://orcid.org/0000-0003-3315-7816>

В статті представлено огляд схем та циклів абсорбційних машин, що можуть працювати в режимах холодопостачання комерційних систем малої енергетики на засадах енергозбереження. Розглянуто машини з двома температурними рівнями отримання холоду, що мають підвищений попит на ринку обладнання, та їх схемно-циклові рішення. Представлені схемно-циклові рішення з одним та двома кругообігами розчину у термохімічному компресорі. Встановлено, що у першій схемі реалізується принцип енергозбереження: тепло гарячої частини абсорбера використовується для обігріву холодного кінця генератора. Пара холодоагенту з випарників поглинається у відповідних за тиском абсорберах. Розчин, рухаючись послідовно через генератор та абсорбери, здійснює єдиний замкнений кругообіг. Зворотність системи підвищується, якщо використовувати розширену регенерацію тепла – генерацію розчину забезпечити одночасно частиною тепла абсорбції і частиною тепла ректифікації. У другій схемі робочий процес у термохімічному компресорі здійснено з двома роздільними кругообігами розчину: першим – в інтервалі низьких концентрацій і високих температур, другий – в інтервалі високих концентрацій і низьких температур. Виникає перевищення температур абсорбції і ректифікації у першому кругообігу над температурами генерації у другому кругообігу. Виконано енергетичний аналіз циклів згідно до схем, що розглянуто, з використанням класичних методик холодильної техніки. Визначено ексергетичну ефективність схемно-циклових рішень, з урахуванням виробництва холоду на двох температурних рівнях. Порівнянням за основними характеристиками виявлено позитивні та негативні показники машин, їх спроможність забезпечити енергозбереження у комерційних підприємствах, що використовують утилізоване тепло відновлювальних та нетрадиційних джерел енергії малої енергетики.

Ключові слова: Мала енергетика; Комерційна система; Абсорбційна машина; Перевищення температур; Енергетичний аналіз

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2209>

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

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

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

1. Вступ

Зелена енергетика являє собою науково-технічний напрям, який отримав широке застосування в останні роки, завдяки світовим документам про захист навколишнього середовища. До зеленої енергетики входять джерела нетрадиційних тепло-

вих ресурсів та відновлювальні джерела тепла надр Землі, Сонце та навколишнє середовище. Поняття низькотемпературної енергетики пов'язано з температурним рівнем нетрадиційних джерел, що в залежності від типу джерела та сезону року має межі від 70 до 400 °С. Перехід на нові джерела енергії майже не позначився на розвитку

компресорних холодильних машин та теплових насосів, що отримують енергію від електричної мережі. Розвиток торкнувся тепловикористальних машин у напрямку створення систем тригенерації розподіленої малої енергетики [1,2].

Тригенерація дозволяє отримати три корисних енергетичних ефекти: електроенергію, теплоту і холод (як спільно, так і роздільно) з використанням різних типів первинної енергії, причому теплоти – в широкому температурному діапазоні, що для традиційних систем великої енергетики є неможливим.

Клас тепловикористальних машин відрізняє різноманітність процесів стиснення як компенсуючих процесів і містить сорбційні, ежекторні та компресорні [3]. Кожна з машин має обмеження з позицій термодинаміки та техніки. Компресорні машини обмежені великою продуктивністю, використанням турбокомпресорної техніки і, пов'язано з цим, типами робочих речовин [4]. Ежекторні машини переважно малої продуктивності з вуглеводними робочими речовинами та із найнижчою ефективністю у своєму класі [5]. Сорбційні машини мають широкий інтервал продуктивностей від малих до великих, розширений діапазон темпера-

тур гріючого джерела і отриманого холоду [6]. З огляду на таку інформацію сорбційні машини і, зокрема, абсорбційні мають реальні перспективи до розвитку.

Абсорбційні холодильні машини знову стали об'єктом термодинамічного вивчення, причому останнім часом фахівці приділяють велику увагу спеціальним типам. Нові методи термодинамічного аналізу дозволяють проектувати такі машини на засадах енергозбереження за умови задоволення потреб споживача.

Різноманітність джерел енергії, специфіка об'єктів, що охолоджуються, повинні знайти відображення при виборі типу абсорбційних машин

2. Термодинамічний аналіз циклів абсорбційних машин з підвищеними температурами гріючого джерела тепла

Ідеальні схема та цикл абсорбційної холодильної машини надані на рис.1. Схема (рис. 1а) містить мінімально необхідну кількість конструктивних елементів для отримання корисного ефекту. Цикл машини складається з двох простих циклів: прямого ПР та зворотного ЗВ (рис. 1б).

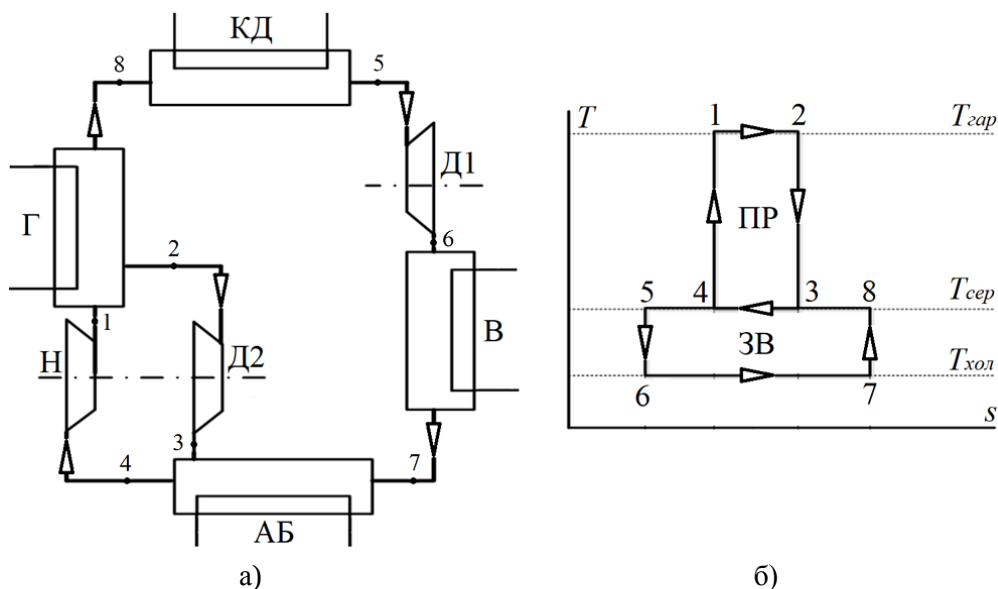


Рисунок 1 – Ідеальна абсорбційна холодильна машина: а – схема; б – ідеальний цикл.
Г – генератор, КД – конденсатор, Д – детандер, В – випарник, АБ – абсорбер, Н – насос

Кожний цикл здійснюється у своєму діапазоні температур: прямий – $T_{гap}$ та $T_{сер}$, зворотний – $T_{сер}$ та $T_{хол}$. Цикли пов'язані рівністю робіт $w_{пр} = w_{зв}$ та єдиним джерелом скидного тепла $T_{сер}$. Такі термо-

динамічні параметри і характеристики створюють умови: три температурних рівня в одноступеневих абсорбційних машинах взаємопов'язані так, що тільки два можуть бути обрані довільно, третій

завжди є функцією будь-яких двох [7]. Температури $T_{сер}$ та $T_{хол}$ є незалежними вихідними параметрами, температура $T_{зар}$ – похідна від них, що визначає нижню межу працездатності теоретичної машини. Похідними параметрами для заданого температурного режиму є: робочі тиски $p_k = p_c = f(T_{сер})$ та $p_0 = p_a = f(T_{хол})$; концентрація міцного розчину $x_r = f(T_{сер}, p_a)$; концентрація слабкого розчину $x_a = f(T_{зар}, p_c)$; кратність циркуляції розчину у прямому циклі $f = [(x_d - x_a) / (x_r - x_a)]$; зона дегазації $\Delta x = (x_r - x_a)$.

При різному поєднанні вихідних температур у циклі абсорбційної машини величина зони дегазації Δx може набувати значення: $\Delta x > 0$, але не менше 0,06, $\Delta x = 0$, $\Delta x < 0$ [8].

У сучасних умовах при використанні відновлюваних джерел енергії у якості гріючого джерела, або використанні охолоджуючого середовища з підвищеною температурою спостерігаються нульові або негативні значення величини зони дегазації Δx , і цикл одноступеневої машини не здійснено навіть теоретично. Впливає на розширення зони дегазації підвищення температури гріючого джерела. Виходячи з термодинамічного аналізу та моніторингу ринку нетрадиційних джерел енергії можуть бути рекомендованими для реальних проєктів джерела середнього температурного потенціалу 70...150 °С для машин складних схем і циклів та для одноступеневих машин – високого потенціалу 150...250 °С. Джерела високого потенціалу рекомендовано використовувати у системах тригенерації малих та середніх продуктивностей [6].

Різноманітність схемних рішень водоаміачних абсорбційних машин забезпечується шляхом удосконалення процесів термохімічного компресора, тоді як зворотний цикл залишається традиційним.

Підвищення температури гріючого джерела T_2 супроводжується розширенням зони дегазації розчину Δx з відповідним зменшенням концентрації слабкого розчину x_a (рис. 2). Виникає режим, коли початкова температура абсорбції T_3 і початкова температура кипіння в генераторі T_{1*} стають рівними. За таких умов неможливе застосування регенерації тепла в термохімічному компресорі як засобу підвищення ефективності циклу [8].

При подальшому підвищенні температури джерела T_2 , що гріє, можна настільки знизити концентрацію слабкого розчину x_a , що початкова температура абсорбції T_3 стане вище початкової температури кипіння T_1

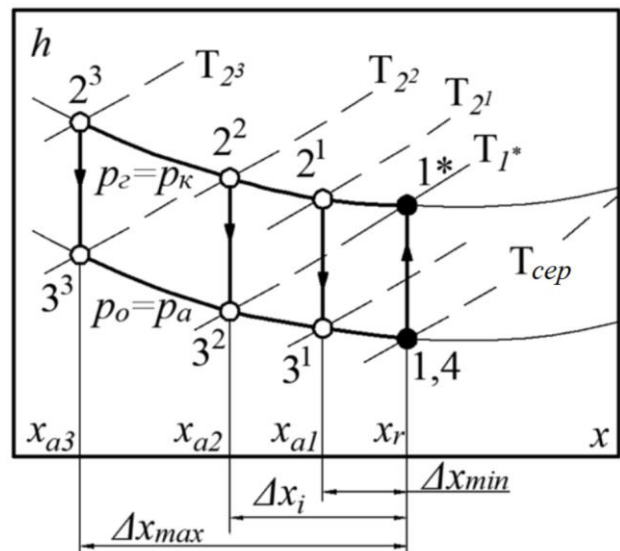


Рисунок 2 – Динаміка розширення зони дегазації у термохімічному компресорі з підвищенням температури гріючого джерела

В цьому випадку можна ввести в прямий цикл процес внутрішньої регенерації тепла під назвою «перевищення температур», тобто «гарячим» кінцем абсорбера обігрівати «холодний» кінець генератора [8]. Такий додатковий процес призведе до зменшення витрати гріючого джерела та підвищення ефективності циклу. Наприклад, прямий цикл можна ускладнити процесом «зворотного» подавання розчину через абсорбер та генератор або двома кругообігами розчину. Схемно-циклові рішення машини з процесом «зворотного» подавання розчину розглянуто і проаналізовано авторами у роботі [6]. У цій роботі розглядаються інші схемно-циклові рішення «з перевищенням температур» – з одним та двома кругообігами розчину і двома температурними рівнями отримання холоду.

У сучасних комерційних підприємствах централізоване холодопостачання окремих об'єктів з різною температурою (універсальні торгівельні підприємства, зі змішаним і комплексним асортиментом) здійснюється трьома схемно-цикловими рішеннями компресорних машин: одноступеневими, каскадними та двоступеневими [9].

В роботі [10] проведено порівняльний аналіз трьох схем холодопостачання. І доведено, що найбільш енергоефективною є двоступенева бустер-система з CO₂ робочою речовиною. Усі машини віднесено до малої енергетики з приводом від електрики.

Машина, що досліджується, не є альтернативною компресорній техніці, а розширює можливості використання холодильної техніки в комерцій-

них підприємствах, що працюють з нетрадиційними джерелами енергії, зокрема з сонячним.

2.1. Абсорбційна машина з перевищенням температур з одним циклом розчину і двома температурними рівнями отриманого холоду

Схему машини надано на рис 3.

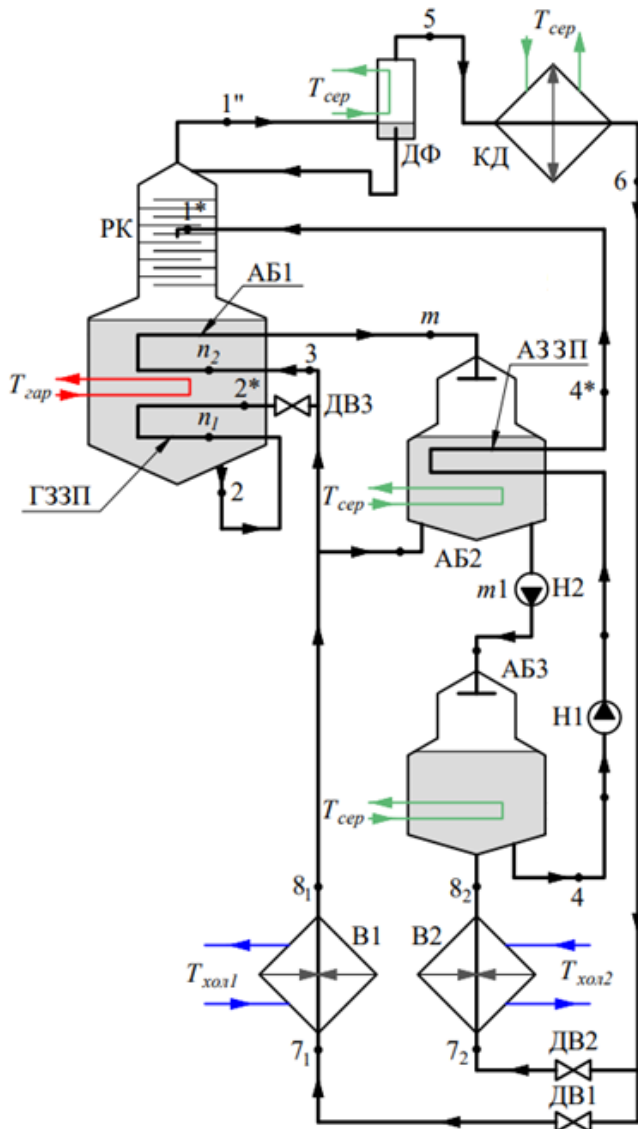


Рисунок 3 – Технологічна схема абсорбційної машини з перевищенням температур з одним циклом розчину і двома температурними рівнями отриманого холоду: Г – генератор; РК – ректифікаційна колона; ДФ – дефлегматор; КД – конденсатор; АБ – абсорбери; Н – насоси; В – випарники

Цикл машини зображено на рис. 4 в діаграмі стану h - x ентальпія-концентрація.

Пара холодоагенту низького тиску p_{01} з випарника В1 поглинається у абсорберах АБ1 та

АБ2, пара високого тиску p_{02} – у абсорбері АБ3. Розчин, рухаючись послідовно через генератор Г та абсорбери АБ1, АБ2 та АБ3, здійснює єдиний замкнутий цикл.

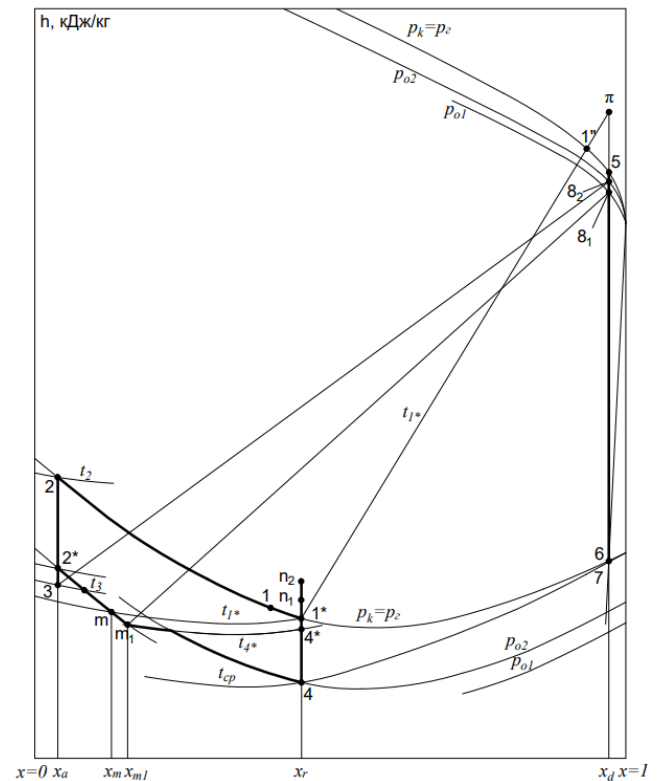


Рисунок 4 – Процеси в абсорбційній машині з одним циклом розчину та двома рівнями отриманого холоду

Процес абсорбції на ділянці (3- m) здійснюється безпосередньо в АБ1. Тепло, що виділяється у АБ1, використовується для обігрівання холодної частини генератора, температура в процесі абсорбції знижується від T_3 до T_{1*} .

Слабкий розчин (точка 2) охолоджується у змішувачу зворотнього подавання ГЗЗП, дрослюється у ДВ3 і направляється до АБ1.

Далі розчин прямує до абсорбера АБ2 і АБ3, де продовжує поглинати пару. Тепло абсорбції відводиться у зворотньому подаванні через АЗЗП та при теплообміні з навколишнім середовищем. Температура розчину знижується від T_1 до T_4 . Міцний розчин від АБ3 на шляху до Г підігрівається завдяки перевищенню температур до стану, що характеризує точка (n_2).

Енергетичний аналіз циклу здійснюється згідно до схеми, зображеної на рис. 3 з використанням методик, представлених у роботах[8,11,12,13],

Вихідні параметри для розрахунку циклу:

- температура охолоджуючого середовища $T_{сер}$;
- температури об'єктів, що охолоджуються, $T_{хол1}$ та $T_{хол2}$;
- температура гріючого джерела $T_{зар}$.

Умовну відносну холодопродуктивність об'єктів охолодження $y = Q_{01} / Q_{02}$ розділено, виходячи з досвіду проектування комерційних об'єктів

2.2. Абсорбційна машина з перевищенням температур з двома циклами розчину і двома температурними рівнями отриманого холоду

Якщо допустити, що температури гріючого джерела і охолоджуючого середовища приблизно постійні, то температурні напори у генераторі і абсорберах у міру зміни концентрації розчину значно зростають. Узв'язку з цим середні термодинамічні температури процесів суттєво відрізняються від температур джерела та середовища, і тому зовнішня незворотність циклу велика.

Зворотність системи можна підвищити, якщо використовувати для генерації розчину не тільки частину тепла абсорбції, але і частину тепла ректифікації.

Робочий процес у термохімічному компресорі можна здійснити з двома розділними циклами розчину [8]. Технологічну схему машини надано на рис. 5. Елементний склад технологічної схеми: Г – генератор, РК – ректифікаційні колони, ДФ – дефлегматор, АБ – абсорбери, ДВ – дроселі, ТО – теплообмінник, Н – насоси, КД – конденсатор, В – випарники.

Робочий процес у термохімічному компресорі здійснюється двома розділними циклами розчину (рис. 6, діаграма стану h - x ентальпія-концентрація). Цикл 1 здійснюється в інтервалі низьких концентрацій і високих температур, цикл 2 – в інтервалі високих концентрацій і низьких температур.

У зв'язку з цим виникає перевищення температур абсорбції і ректифікації в циклі 1 над температурами генерації в циклі 2. Отже, виключається проміжний інтервал попереднього циклу (рис.4).

Пара, що отримана в генераторі Г1, очищується послідовно у ректифікаційній колоні РК1 при тепломасообміні з міцним розчином циклу 1 та частиною розчину циклу 2. Подальше очищення здійснюється у колоні РК2 і дефлегматорі ДФ, що є апаратами обох циклів. Далі пара холодоагенту здійснює оборотний цикл через конденсатор, дросель і випарники.

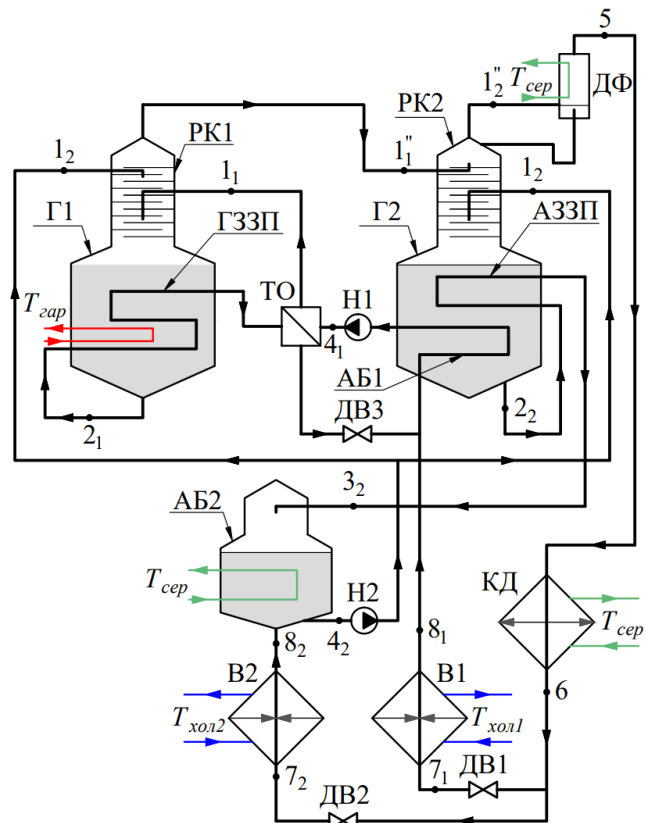


Рисунок 5 – Технологічна схема абсорбційної машини з перевищенням температур з двома циклами розчину і двома температурними рівнями отриманого холоду

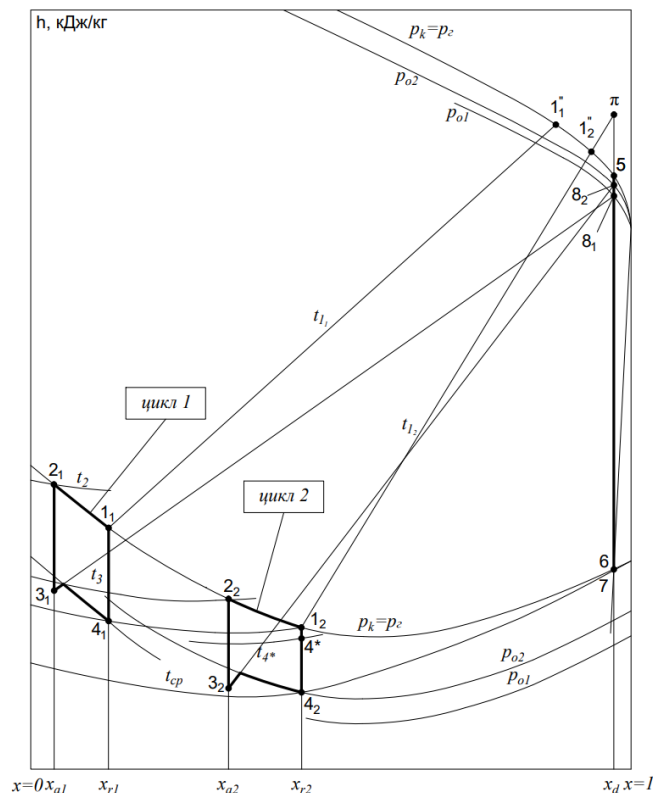


Рисунок 6 – Процеси в абсорбційній машині з двома циклами розчину та двома рівнями отриманого холоду

Пара з випарника В1 циклу 1 поглинається в абсорбері АБ1, що обігріває генератор циклу 2. Пара з випарника В2 циклу 2 поглинається в абсорбері АБ2, що охолоджується навколишнім середовищем. Цикл 1 розчину охоплює гарячу частину абсорбера і обмежується дільницею, де тепло абсорбції можна використати для обігріву генератора. Цикл 2 охоплює частину, де генератор можна обігрівати теплом абсорбції циклу 1. Циркуляція розчину особистих пояснень не потребує.

Енергетичний аналіз циклів з перевищенням температур здійснюються згідно до схеми, що зображено на рис. 5, з використанням методик, представлених в роботах [8,11,12,13].

Вихідними параметрами для циклів прийнято:

- температуру охолоджуючого середовища $T_{сер}$;
- температури об'єктів, що охолоджуються,

$T_{хол1}$ та $T_{хол2}$.

- температуру гріючого джерела $T_{зар}$.

Умовну відносну холодопродуктивність об'єктів охолодження $u = Q_{01} / Q_{02}$ розділено, виходячи з досвіду проектування комерційних об'єктів. Похідні параметри у вузлових точках циклу визначають з матеріальних та енергетичних балансів окремих теплообмінних апаратів машини з урахуванням недорекуперації у відповідних процесах.

2.3. Порівняльний аналіз характеристик абсорбційних машин

В роботі на усіх етапах аналізу залишається постійною умова – виробництво холоду на двох температурних рівнях. Така умова створює проблеми у визначенні енергетичної ефективності холодильних машин з відведенням тепла в навколишнє середовище. У циклах машин корисні ефекти – це два джерела теплової енергії низької якості з різними температурними потенціалами. На підставі положень другого закону термодинаміки сумарний позитивний ефект не може бути визначений простим додаванням величин корисних ефектів [11,14]. Для абсорбційних машин усе ускладнюється тим, що у прямому циклі стиснення здійснюється у термохімічному компресорі. Тому оцінювати ефективність абсорбційних машин рекомендовано через ексергетичний аналіз з визначенням хімічної складової ексергії у процесах генерації та абсорбції. Специфіка визначення хімічної ексергії матеріальних потоків не дозволяє однозначно трактувати результати розрахунків за різними літературними джерелами. У зв'язку з цим,

більшість фахівців обмежуються простим методом визначення ексергетичної ефективності абсорбційної машини у цілому, не поділяючи її на компоненти. Для конкретних схемних рішень ексергетичний ККД має математичний вираз

$$\varepsilon_{AB} = \sum E_{pAB} / E_{fAB} = \frac{Q_{01} \left[(T_{сер} / T_{01}) - 1 \right] + Q_{02} \left[(T_{сер} / T_{02}) - 1 \right]}{Q_z \left[1 - (T_{сер} / T_{зар}) \right]}.$$

де ε_{AB} – ексергетичний ККД, $\sum E_{pAB}$ – сумарна ексергія корисних ефектів, E_{fAB} – ексергія гріючого джерела.

Порівняння машин за основними характеристиками здійснено на окремому прикладі.

Вихідні дані для аналізу:

- умовна холодопродуктивність 100 кВт;
 - з відношенням продуктивностей у споживача: 20 кВт – при температурі кипіння – 15 °С та 80 кВт – при температурі кипіння 0 °С;
 - Температура гріючого джерела 190 °С;
 - Температура навколишнього середовища 25 °С;
- Результати розрахунків надано в таблиці.

Характеристики машин для аналізу

Характеристика	Од. вим.	Один цикл розчину	Два цикли розчину
Питома масова холодопродуктивність для об'єкту 1	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	220	220
Питома масова холодопродуктивність для об'єкту 2	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	896	896
Питоме навантаження на генератор від зовнішнього гріючого джерела	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	1440	1170
Ексергетичний ККД машини у цілому	-	0,287	0,349
Кількість теплообмінних апаратів: Генератор/абсорбер	-	1/2	2/1

3. Висновки

Аналіз доводить, що при інших рівних умовах ефективність циклу з двома кругообігами розчину вище на 20%, ніж у циклі, що розглянуто раніше. Це пояснюється тим, що у схемі 2 утилізується високопотенційне тепло ректифікації, яке не використовують в інших схемах перевищення температури. Додатковими перевагами машини з двома кру-

гообігами розчину (рис.5) є можливість працювати з однією температурою отриманого холоду або за певних обставин перетворити машину у два незалежних агрегати зі звичайним незалежним зовнішнім гріючим джерелом циклу 2 та охолодженням зовнішнім середовищем абсорбера циклу 1.

Металоємність схеми 2 (конструкції двох генераторів як теплообмінних апаратів складніші та більші за габаритами, ніж двох абсорберів) підвищує капітальні вкладення, приблизно на 30%, але одночасно знижуються експлуатаційні витрати. Додаткові капіталовкладення у розглянутому випадку окупаються за скорочений термін.

З аналізу слідує висновок, що установки з перевищенням температур, незважаючи на підвищення металоємності, забезпечують енергозбереження у комерційних підприємствах, що використовують у якості первинної енергії утилізоване тепло відновлювальних та нетрадиційних джерел енергії малої енергетики.

Особистий внесок авторів CRediT

Морозюк Л.І.: концептуалізація ідеї, методологія, формальний аналіз, написання – оригінальний проект. **Куколев А.К.:** дослідження, верифікація, візуалізація, програмне забезпечення, адміністрування

Література

1. Medved D. Trigeration units // Intensive Programme «Renewable Energy Sources». – 2011. – P.47-50.
2. Dincer I., Ratlamwala T.A. Developments in Absorption Refrigeration Systems // Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology. – 2016. – P. 241-257.
3. Морозюк Л. И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования // Холодильная техника и технология. – 2014. – №5 (151). – С. 23-29.
4. Бадилькес И.С. и др. Холодильная техника. Энциклопедический справочник. Том 1. Техника производства искусственного холода. – Л.: Госторгиздат, 1960. – 543 с.
5. Петренко В.А., Воловик А.С., Ерин В.А. Области рационального применения эжекторных холодильных машин, использующих легкокипящие рабочие вещества // Холодильная техника и технология. – 2005. – №1. – С. 17-30.
6. Холодильные машины. Под. общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.
7. Morosuk T., G. Tsatsaronis. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines // International Journal of Refrigeration. – 2008. – Vol. 33, Issue 6. – P. 890-907.
8. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 202 с.
9. Мировой рынок холодильного оборудования // Refrigeration Portal URL: http://www.refportal.com/upload/files/105_1.pdf (дата звернення: 23.04.2019).
10. X. Yingjie, J. Ning, P. Fan et al. Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses // International Journal of Refrigeration. – 2017. – Vol. 133, Issue 2. – P. 535-547.
11. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
12. Кошкин Н.Н. Тепловые конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 463 с.
13. B. Kosoy, L. Morozuk, S. Psarov, A. Kukolev. Synthesis of scheme-cycle designs of absorption water-ammonia thermotransformers with extended degazation zone // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2021. – Vol. 4. – No. 8 (112). – P. 23-33.
14. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.

Отримана в редакції 20.10.2021, прийнята до друку 26.11.2021

Overview of schemes and cycles of absorption refrigeration machines for commercial purposes of low grade energetics

Larisa Mozozyuk¹, Artem Kukoliev²✉

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

✉ e-mail: ²kukolev9@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0003-4133-1984>; ²<https://orcid.org/0000-0003-3315-7816>

The article presents an overview of schemes and cycles of absorption machines that can operate in the modes of cold supply of small energy commercial systems on the basis of energy saving. Machines with two temperature levels of cold production, which are in high demand on the equipment market, and its scheme-cycle design are considered. Scheme-cycle design with one and two cycles of solution in a thermochemical compressor are presented. It is established that the principle of energy saving is realized in the first scheme: the heat of the hot part of the absorber is used to heat the cold end of the generator. The vapors of the refrigerant from the evaporators is absorbed in the appropriate pressure absorbers. The solution, moving sequentially through the generator and absorbers, performs a single closed circuit. The reversibility of the system increases if advanced heat recovery is used – the heat of absorption and part of the heat of rectification are used simultaneously to generate the solution. In the second scheme, the working process in the thermochemical compressor is carried out with two separate circuits of the solution: the first - in the range of low concentrations and high temperatures, the second - in the range of high concentrations and low temperatures. There is an excess of absorption and rectification temperatures in the first cycle over the generation temperatures in the second cycle. The exergetic efficiency of scheme-cycle design is determined, taking into account the production of cold at two temperature levels. The comparison of the main characteristics revealed the positive and negative indicators of machines, their ability to ensure energy savings in small energy commercial systems that use recycled heat from renewable and non-traditional energy sources.

Keywords: Low grade energetics; Commercial system; Absorption machine; Excess temperatures; Energy analysis

References

1. Medved, D. (2011) Trigeration units. *Intensive Programme «Renewable Energy Sources»*, 47-50.
2. Dincer, I., Ratlamwala, T.A. (2016) Developments in Absorption Refrigeration Systems. *Integrated Absorption Refrigeration Systems Green Energy and Technology*, 241-257.
3. Morozuk, L.I. (2014) Heat-using refrigeration machines – ways of development and improvement. *Kholodylna Tekhnika ta Tekhnologiya*, №5 (151), 23-29.
4. Badylkes, I.S. et al. (1960). Refrigeration equipment. Encyclopedic reference book. Volume 1. Technique of production of artificial cold. L.: Gostorgizdat, 543.
5. Petrenko, V.A., Volovik, A.S., Ierin, V.A. (2005) Areas of rational application of ejector refrigeration machines using low-boiling working substances. *Kholodylna Tekhnika ta Tekhnologiya*, 1, 17-30.
6. Refrigeration machines (1997) Under. common ed. by L.S. Timofeevsky. SPb: Politekhnik, 992.
7. Morosuk, T., Tsatsaronis, G. (2008) A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines. *International Journal of Refrigeration*, 33, 6, 890-907.
8. Blier, B.M., Vurgaft, A.W. (1971) Theoretical bases of design of absorption thermotransformers. M.: Pischevaya promyslennost, 202.
9. The world market of refrigeration equipment. Refrigeration Portal. Retrieved April 23, 2021 from http://www.refportal.com/upload/files/105_1.pdf.
10. Yingjie, X., Ning, J., Fan, P. et al. (2017) Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses. *International Journal of Refrigeration*, 133, 2, 535-547.
11. Morozuk, T.V. (2006) Theory of refrigeration machines and heat pumps. O: Negotsiant Studio, 712.
12. Koshkin, N.N. (1976) Thermal design calculations of refrigeration machines. L.: Mashinostroenie, 463.
13. Kosoy, B., Morozuk, L., Psarov, S., Kukolev, A. (2021) Synthesis of scheme-cycle designs of absorption water-ammonia thermotransformers with extended degazation zone. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4, 8 (112), 23-33.
14. Martynovsky, V.S. (1979) Cycles, schemes and characteristics of thermotransformers. M.: Energy, 288.

Received 20 October 2021

Approved 26 November 2021

Available in Internet 29 December 2021