

УДК 621.57: 641.548.44

DOI [https://doi.org/10.15589/znп2026.1\(503\).1.10](https://doi.org/10.15589/znп2026.1(503).1.10)**MODELING OF THERMODYNAMIC CYCLES
OF ABSORPTION HOUSEHOLD APPLIANCES****МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ
АБСОРБЦІЙНИХ ПОБУТОВИХ ПРИЛАДІВ****Dmytro V. Dmytrenko**

basheaction@gmail.com

ORCID: 0009-0005-6076-4154

Oleksandr S. Titlov

titlov1959@gmail.com

ORCID: 0000-0003-1908-5713

Д. В. Дмитренко,

аспірант

О. С. Тітлов,

докт. техн. наук, професор

*Odesa National University of Technologies, Odesa**Одеський національний технологічний університет, м. Одеса*

Abstract. The issue of improving the energy efficiency of absorption refrigeration appliances is considered. These appliances include pumpless absorption refrigeration units with a three-component working fluid consisting of a liquid water-ammonia solution and an inert balancing gas, hydrogen. The working fluid of the absorption refrigeration unit consists of natural components and does not have an adverse environmental impact on the planet's ecosystem. Absorption refrigeration units operate silently, have a long service life, and allow the use of various types of thermal energy sources. However, their disadvantage is lower energy efficiency compared to vapor-compression systems. The purpose of this work is to model the thermodynamic cycles of household absorption refrigeration appliances while taking into account the real characteristics of heat and mass transfer processes during evaporation and absorption in an inert gas environment, as well as the actual temperature ratios and working-fluid composition. The object of the study is the parameters and energy characteristics of the thermodynamic cycle of absorption refrigeration appliances. The research methods include theoretical analysis and modeling.

When modeling the thermodynamic cycle, a modern configuration of an absorption refrigeration unit with a three-stream coil regenerative heat exchanger (evaporator) located in a vertical plane was selected. The scheme also includes a regenerative liquid heat exchanger for the water-ammonia solution flows. During the modeling of the evaporator, the ballast ammonia vapor released during throttling in the primary contact zone between liquid ammonia and the purified vapor-gas mixture was taken into account. The temperatures and composition of the working fluid at the characteristic points of the cycle were calculated, and based on these values the thermal loads on the elements of the absorption refrigeration unit were determined.

It is shown that the problem of increasing energy efficiency can be partially solved by taking into account the specific features of evaporation and absorption processes in an inert gas environment when calculating the energy parameters of the thermodynamic cycle.

The scientific novelty of the study lies in the development of a calculation method for absorption refrigeration units that considers the peculiarities of evaporation and absorption processes in an inert gas environment, which allows for appropriate adjustments in the subsequent design calculations of the system components.

The practical significance of the work lies in the possibility of developing a wide range of absorption refrigeration appliances for various applications with energy consumption parameters comparable to those of vapor-compression systems.

Key words: absorption refrigeration appliance; absorption refrigeration unit; working fluid; thermodynamic cycle; modeling; energy efficiency; coefficient of performance; evaporation; absorption; dephlegmating.

Анотація. Розглядається проблематика підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів, до складу яких входять абсорбційні безнасосні холодильні агрегати з трикомпонентним робочим тілом, що складається з рідкого водоаміачного розчину та вирівнюючого інертного газу – водню. Робоче тіло абсорбційного холодильного агрегату складається з природних компонентів і не надає несприятливого техногенного впливу на екосистему планети. Абсорбційні холодильні агрегати безшумні у роботі, мають тривалий ресурс та можливість використання різних типів джерел теплової енергії. Недоліком є менша, порівняно з компресійними аналогами, енергетична ефективність.

Метою роботи є моделювання термодинамічних циклів абсорбційних побутових приладів, що враховують реальні особливості процесів тепломасообміну при випаровуванні та абсорбції у середовищі інертного газу, а також реальні співвідношення температур та складу робочого тіла. Предметом дослідження є параметри та енергетичні характеристики термодинамічного циклу абсорбційних холодильних приладів. Методи дослідження – теоретичні розробки та аналіз.

При моделюванні термодинамічного циклу було обрано сучасну схему абсорбційного холодильного агрегату з трипотокним змішувальним регенеративним теплообмінником – випарником, розташованим у вертикальній площині. До складу схеми входить регенеративний рідинний теплообмінник потоків водоаміачного розчину. При моделюванні випарника було проведено облік баластної пари аміаку, який виділяється при дроселюванні в зоні первинного контакту рідкого аміаку та очищеної парогазової суміші. Було виконано розрахунок температур та складу робочого тіла у характерних точках циклу, а на їх основі визначено і теплові навантаження на елементи абсорбційного холодильного агрегату.

Показано, що проблема підвищення їхньої енергетичної ефективності може бути частково вирішена за рахунок урахування особливостей процесів випаровування та абсорбції в середовищі інертного газу при розрахунку енергетичних параметрів термодинамічного циклу.

Наукова новизна проведеного дослідження полягає у створенні методики розрахунку абсорбційного холодильного агрегату, яка враховує особливості процесів випаровування та абсорбції в середовищі інертного газу, що дозволяє відповідним чином коригувати подальший конструкторський розрахунок елементів.

Практична значимість полягає у можливості створення широкого спектру абсорбційних холодильних приладів різного функціонального призначення з параметрами енергоспоживання, порівнянними з компресійними аналогами.

Ключові слова: абсорбційний холодильний прилад; абсорбційний холодильний агрегат; робоче тіло; термодинамічний цикл; моделювання; енергетична ефективність; тепловий коефіцієнт; випаровування; абсорбція; дефлегмація.

ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Сучасні екологічні проблеми, пов'язані з переходом систем холодильної техніки на природні робочі тіла, змушують розробників звернути увагу на абсорбційні апарати [1; 2]. В області побутової холодильної техніки максимальна увага приділяється безнасосним водоаміачним абсорбційним холодильним приладам з інертним вирівнюючим газом [3]. До складу таких холодильних приладів входить абсорбційний холодильний агрегат (АХА), в якому циркуляція робочої суміші здійснюється за допомогою гравітації та природної конвекції, а як енергетичний привод може бути будь-яке джерело теплової енергії [4].

У зв'язку з вищевикладеним холодильні прилади з АХА мають низку таких унікальних якостей, як [3-5]:

- безшумність у роботі, висока надійність та тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів під час експлуатації;

- можливість використання в одному апараті кількох різних джерел теплової енергії – як електричних, так альтернативних та відновлюваних (теплота згоряння органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння);

- можливість роботи з неякісними джерелами електричної енергії в діапазоні напруги мережі 160...240 В.

До переваг холодильних приладів з АХА слід віднести і мінімальну вартість серед аналогів, а абсорбційні холодильники, оснащені приладами пальника, широко використовуються туристами

і мандрівниками, так як їм немає альтернативи в районах з відсутністю джерел електроенергії.

Безшумність в роботі особливо приваблива для готельного бізнесу, де абсорбційні холодильні прилади практично незамінні.

Незважаючи на унікальні переваги абсорбційних холодильних приладів перед компресійними аналогами, вони не знаходять широкого застосування через підвищене енергоспоживання при роботі на електричній енергії. Це відомий факт і він пов'язаний з наявністю в абсорбційному термодинамічному циклі двох приводних контурів, на відміну від компресійних аналогів.

Враховуючи відомі переваги та наявність проблем роботи та дослідження, покликані підвищити енергетичну ефективність термодинамічних циклів абсорбційних приладів з АХА, актуальні в даний час.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Основні дослідження та розробки, пов'язані з підвищенням енергетичної ефективності водоаміачних абсорбційних холодильних циклів, спрямовані на вдосконалення термодинамічних циклів шляхом зниження незворотності процесів.

До найбільш значущих пропозицій можна віднести наступні:

- а) оптимальне використання теплоти ректифікації і дефлегмації для організації потоків в генераторному вузлу АХА [6; 7; 8];

- б) мінімізації теплопритоків в випарник АХА за рахунок додаткового переохолодження

потоків інертного газу після абсорбера [9], в тому числі і за допомогою додаткових випарно-конденсаційних теплопередаючих пристроїв (теплових труб і двофазних термосифонів [4; 10; 11; 12];

в) високий ступінь очищення інертного газу після абсорбера [11];

г) зниження теплових втрат в навколишнє середовище з елементів генераторного вузла [13].

При створенні нової абсорбційної техніки використовувалися прогресивні технічні та технологічні рішення:

а) розміщення випарника АХА у вертикальній площині в об'ємі теплоізолюваного блоку за межами корисного об'єму холодильної камери [6; 14];

б) створення додаткових теплостоків до випарника АХА на основі теплових труб (ТТ) та одно- та двофазних термосифонів [9; 10; 12];

в) застосування високопористого пористого матеріалу (ВПМ) на основі кераміки як теплоізоляція генерального вузла АХА [14];

г) застосування пластичного (на основі міді) ВПМ для зниження контактного термічного опору в зоні теплового зв'язку випарника АХА та холодильної камери [15];

д) застосування холодоакумулюючих матеріалів [16; 17; 18];

е) застосування енергозберігаючих способів управління [11; 19];

ж) інтенсифікація процесів тепломасообміну в парогазовому контурі АХА [20; 21];

з) пошук нових робочих сумішей на основі природних компонентів [22; 23];

і) адаптація абсорбційних систем до джерел непридатного тепла [24; 25; 26];

к) розробка абсорбційних приладів з використанням нічного радіаційного охолодження тепловиділяючих елементів АХА (абсорбера, конденсату, дефлегматора) [27];

л) розробка систем отримання води з атмосферного повітря на базі сонячних колекторів та АХА [28];

м) розробка систем охолодження [29] та опалення [30] на базі безнасосних АХА.

Цікавою пропозицією щодо підвищення енергетичної ефективності АХА може стати заміна інертного газу – водню, що володіє аномально високою теплоємністю (порядку $14 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$), на воднев-гелієву суміш, або чистий гелій [11].

Заміна водню гелієм є перспективною як з точки зору енергозбереження, так і з точки зору вибухонебезпечності при виробництві та експлуатації абсорбційних холодильників, особливо в моделях з приладами пальника.

Значне місце в дослідженнях абсорбційних холодильних приладів займають розробки систем охолодження на основі сонячних колекторів [31] та сонячних батарей [32; 33], що в перспективі може дати значний внесок у енергозбереження.

Що важливо для побутової холодильної техніки, проводяться дослідження ринку та перспектив абсорбційної техніки різного функціонального призначення [34; 35].

Незважаючи на широкий спектр досліджень та розробок, основою для створення енергетично ефективної абсорбційної техніки є теоретичний аналіз термодинамічних циклів АХА з конкретними практичними рекомендаціями.

У цьому напрямі ведуться роботи [36; 37; 38], але вони не враховують специфіку низки процесів тепломасообміну, пов'язаних з наявністю інертного газу, зокрема циркулюючого баластного обсягу в контурі природної циркуляції.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є моделювання термодинамічних циклів абсорбційних побутових приладів, що враховують реальні особливості процесів тепломасообміну при випаровуванні та абсорбції в середовищі інертного газу, а також реальні співвідношення температур та складу робочого тіла.

Об'єктом дослідження є термодинамічний цикл холодильного абсорбційного агрегату в складі абсорбційного холодильного приладу.

Предметом дослідження є параметри та енергетичні характеристики термодинамічного циклу абсорбційних холодильних приладів.

Методи дослідження – теоретичні розробки та аналіз

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Модель термодинамічного циклу, що викладається в цій статті, передбачається застосовувати при вдосконаленні існуючих і розробці нових конструкцій абсорбційних холодильних приладів (АХП).

В результаті моделювання повинні бути розраховані параметри робочого тіла у характерних точках термодинамічного циклу АХА, показники енергетичної ефективності агрегату та теплові навантаження апаратів, що входять до його складу. Для розрахунку всіх цих даних повинні бути додатково задані ряд температурних напорів в апаратах Δt_i , °С, а також основні величини, що характеризують рушійну силу процесів масообміну в них (як останні прийняті відносні різниці парціальних тисків холодоагенту в системі «межа розділу фаз – парогазовий потік» ε_i). Крім того, слід вибрати газ, який використовується для вирівнювання тиску в контурі АХА.

Відповідні значення можуть бути задані на основі даних експериментів та досвіду експлуатації, відомих як з літературних джерел [27; 30; 39], так і на основі власних проб і помилок [4; 11; 28].

Характерними для АХП (що пов'язано з досить низьким температурним рівнем у холодильній камері) є підвищені вимоги до ефективності регенерації тепла при охолодженні бідної парогазової суміші з абсорбера і рідкого холодоагенту з конденсатора багатой парогазової суміші з випарника.

Враховуючи ці вимоги, а також конструктивні вимоги, пов'язані з невеликими масогабаритами і компактністю апаратів, для АХП застосована конструкція «трипоточного» випарника, в якому регенерація та відбір тепла з холодильної камери здійснюються одночасно, в одному апараті.

Іншими словами, у такому «трипотоковому» апараті поєднані функції газопарового регенератора, рідинного регенератора і безпосередньо випарника [14].

Принципова конструктивна схема такого випарника наведена на рис. 1. Він являє собою змійовик, всередині основної труби 1 якого знаходиться трубка 3, зовні приварена трубка рідкого холодоагенту 2.

По трубці 2 тече (знизу вгору) рідкий аміак з конденсатора, по трубці 3 – у тому напрямі піднімається бідна парогазова суміш з абсорбера.

У верхній частині випарника ці потоки змішуються і відбувається випарне охолодження попередньо охолодженого рідкого агента також попередньо охолоджену бідну парогазову суміш (точка «а»).

Подальше випаровування агента в парогазову суміш при русі її зверху вниз (процес *a-b*) здійснюється в міжтрубному просторі основної труби 1 за рахунок підведення тепла з холодильної камери Q_0 і частини тепла, що регенерується, від охолоджуваних потоків рідкого агента і бідної суміші. Цей процес відбувається при підвищенні температури внаслідок збільшення парціального тиску аміаку в суміші та її збагачення.

Далі (після повної випарювання агента, точка «b») підвищення температури вже багатой суміші (процес *b-c*) здійснюється за рахунок решти тепла регенерації.

З урахуванням сказаного було розроблено принципову схему АХА для АХП (рис. 2). Пара холодоагенту – аміаку, очищена в результаті дефлегмації, конденсується в конденсаторі К, віддаючи тепло Q_K . Рідина, що утворилася, надходить у трипоточний випарник (В), в якому відбувається її регенеративне охолодження. У цьому ж випарнику переохолоджується суміш інертного газу (гелію, водню або їх суміші) та парів агента, збіднена по аміаку в абсорбері А.

В результаті підведення тепла Q_0 від холодильної камери рідкий аміак випаровується в парогазову суміш, яка, збагачуючись і нагріваючись, надходить в нижню частину А, де, контактуючи при протитокі з водоаміачним розчином, збагачує його по аміаку. При цьому відводиться тепло абсорбції Q_a . Збагачений міцний розчин підігрівається в рідинному теплообміннику РТО і надходить в термосифон-генератор Г, в якому за рахунок тепла зовнішнього підігріву Q_r здійснюється випарювання міцного розчину при одночасному створенні циркуляції в контурі Г-А (за рахунок різниці густини утвореної парорідинної суміші і міцного розчину). Слабкий розчин, що залишається в Г, зливається у верхню частину А, який

проходячи через РТО, регенерує в ньому тепло для підігріву міцного розчину. Пар, що утворився в Г, надходить для подальшого очищення в дефлегматор Д. З дефлегматора Д очищена пара аміаку надходить в К, а рідина, яка утворилася в Д в результаті відведення тепла дефлегмації Q_d (флегма) повертається в генератор.

Викладені вище міркування стосовно представленій на рис. 2 схемою дозволяють перейти до розробки математичної моделі та методики термодинамічного розрахунку АХА.

При розробці моделі для термодинамічного розрахунку було прийнято такі припущення:

- втрати тиску в трактах АХА та теплопритоки (тепловтрати) у трубках між його елементами відсутні;
- на вході та виході з А слабкий та міцний розчини знаходяться у стані термічної рівноваги з бідною та багатою парогазовою сумішшю, відповідно;
- у випарнику при контакті бідної парогазової суміші з рідким холодоагентом її випарне охолодження здійснюється досить швидко і на невеликій довжині (у порівнянні із загальною довжиною випарника), тому цей процес вважається адіабатним і фізичний зміст температури попереднього охолодження парогазової суміші аналогічний за змістом «температури мокрого термометра»;
- парогазова суміш пари холодоагенту та інертного газу підпорядковується законам змішування ідеальних газів.

Модель складена на основі рівнянь збереження маси та енергії для окремих елементів АХА та для всього агрегату в цілому.

Очевидно, що для замкнутості моделі, кількість її рівнянь має дорівнювати кількості величин, що входять до їх складу, за відрахуванням величин, що є вихідними даними для розрахунків. Відповідно конкретні вихідні дані та доцільні діапазони їх зміни такі (рис. 3-8):

- склад інертного газу: чистий гелій, чистий водень, їхня суміш; їхня молекулярна маса становить $m_{BG} = 2,016...4,003$ та їх теплоємність становить $C_{p\ BG} = 5,275...14,3$ кДж/(кг·К) (в залежності від складу);
- молекулярна маса холодоагенту аміаку $m_a = 17,03$;
- холодопродуктивність $Q_0 = 10...15$ Вт;
- температура в холодильній камері $t_{HTB} =$ мінус 28...мінус 18 °С;
- температура у приміщенні $t_n = 25...43$ °С;
- максимальний температурний тиск у холодильній камері становить $\Delta t_{LK} = 10...15$ °С;
- мінімальний температурний напір там же $\Delta t_{2KK} = 0...10$ °С;
- максимальний температурний напір у К $\Delta t_{LK} = 15...20$ °С;
- мінімальний температурний напір у К $\Delta t_{2K} = 3...8$ °С;

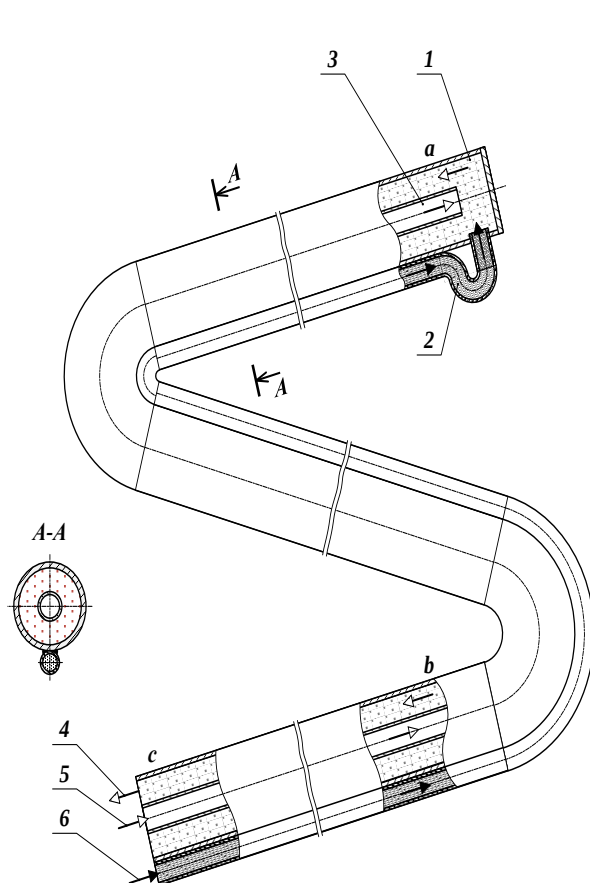


Рис. 1. Схема потоків у трипоточковому випарнику АХА:
1 – основна трубка; 2 – магістраль рідкого холодоагенту;
3 – канал бідної парогазової суміші; 4 – багата парогазова суміш до абсорбера; 5 – рідкий охолоджувач з абсорбера; 6 – бідна парогазова суміш із конденсатора (бд); а – випарне охолодження попередньо охолодженого рідкого агента у також попередньо охолоджену бідну парогазову суміш; б – повне випарювання агента у парогазову суміш під час руху її зверху вниз; с – підвищення температури багаті парогазової суміші

- мінімальний температурний напір у А $\Delta t_{2a} = 3...5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температурний напір А між багатю парогазовою сумішшю (ПГС) і міцним розчином $\Delta t_{aap} = 0...3\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температурний напір А між багатю парогазовою сумішшю (ПГС) і міцним розчином $\Delta t_{PTO} = 3...8\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температурний напір у парогазовій частині випарника $\Delta t_{Br} = 5...8\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- мінімальний температурний напір у Д $\Delta t_{d2} = 15...20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температурний напір на вході Д між сумішшю парів і флегмою становить $\Delta t_{dnp} = 0...2\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температурний напір між слабким розчином та його паром на виході з Г $\Delta t_{ГПД} = 0...3\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- відносний рушійний напір парціальних тисків В на початку випарювання холодоагенту $\varepsilon_{In} = 0,4...0,5$;
- те саме, наприкінці випарювання $\varepsilon_{2n} = 0,1...0,2$;
- відносний рушійний напір парціальних тисків А на вході слабого розчину $\varepsilon_{1a} = 0,3...0,4$;

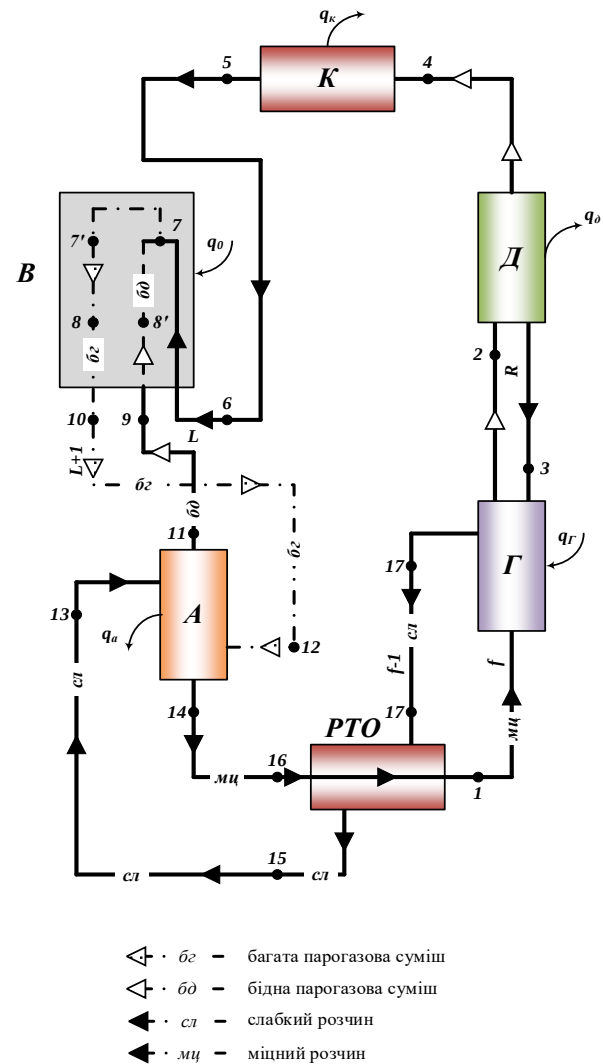


Рис. 2. Принципова схема АХА для АХП:
А – абсорбер; Г – термосифон-генератор; Д – дефлегматор;
РТО – рідинний теплообмінник; В – трипоточковий випарник; К – конденсатор

- те саме, на виході міцного розчину $\varepsilon_{2a} = 0,15...0,25$;
 - масова концентрація пари холодоагенту на виході з Д $\xi_4 = 0,99...1,0$;
 - відносні втрати тепла від термосифон-генератора у приміщенні становлять $\varepsilon_Q = 0,14...0,2$.
- При прийнятих вихідних даних температура випарювання складе:

найнижча

$$t_{on} = t_{HTO} - \Delta t_{1XK}; \quad (1)$$

найвища

$$t_{ov} = t_{HTO} - \Delta t_{2XK}. \quad (2)$$

Парціальний тиск агента В на межі розділу фаз дорівнює:

на початку випарювання:

$$P_{on} = f_1(t_{on}), \quad (3)$$

наприкінці випарювання:

$$P_{ov} = f_1(t_{ov}), \quad (4)$$

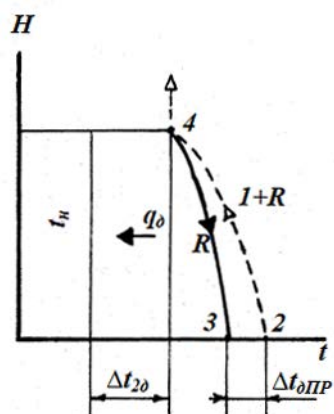


Рис. 3. Дефлегматор

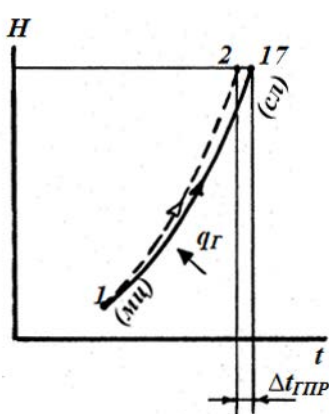


Рис. 4. Термосифон-генератор

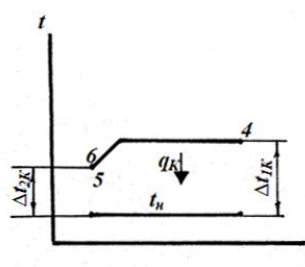


Рис. 5. Конденсатор

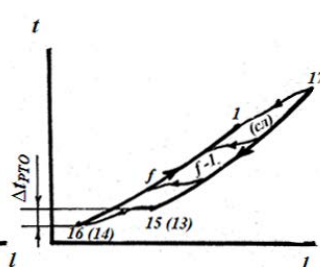


Рис. 6. РТО

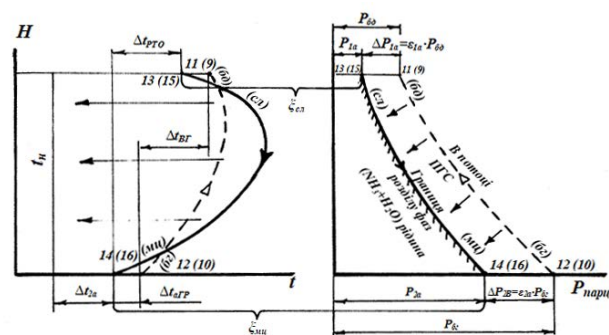


Рис. 7. Абсорбер

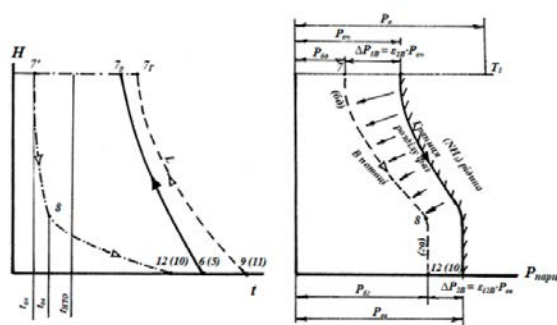


Рис. 8. Випарник

де f_i – функція – залежність тиску насичення чистого холодоагенту від температури.

Парціальний тиск у потоці ПГС буде меншим за тиск на межі розділу фаз на величину рушійного напору масообміну (рис. 8) і складе:

для бідної ПГС (на вході до В)

$$D_{aa} = (1 - \varepsilon_{1i}) \cdot D_{1i}, \text{ \textbackslash * MERGEFORMAT (5)}$$

для багатой ПГС (на виході з)

$$D_{aa} = (1 - \varepsilon_{2i}) \cdot D_{2i}, \text{ \textbackslash * MERGEFORMAT (6)}$$

де величина ε (тут і надалі) є відповідна різниця парціальних тисків, віднесена до більшого з них.

Температура конденсації агента у K дорівнює (рис. 5):

$$t_4 = t_n - \Delta t_{1k}. \quad (7)$$

При цьому загальний тиск у АХА визначається як:

$$P_o = f_2(t_4, \xi_4), \quad (8)$$

де f_2 – залежність тиску насичення парів водоаміачного розчину (далі ВАР) від температури та концентрації аміаку.

Мольна концентрація аміаку в ПГС становитиме: на вході до В (бідна ПГС)

$$\varphi_{\delta o} = \frac{P_{\delta o}}{P_o}; \quad (9)$$

на виході з (багата ПГС)

$$\varphi_{\delta z} = \frac{P_{\delta z}}{P_o}; \quad (10)$$

і може бути перерахована у масову як:

$$\xi_{\delta o} = \left[\left(\frac{1}{\varphi_{\delta o}} - 1 \right) \cdot \frac{m_{BG}}{m_a} + 1 \right]^{-1}; \quad (11)$$

$$\xi_{\delta z} = \left[\left(\frac{1}{\varphi_{\delta z}} - 1 \right) \cdot \frac{m_{BG}}{m_a} + 1 \right]^{-1}.$$

При цьому приведена (до одиниці витрати холодоагенту) витрата бідної ПГС визначиться з балансу масової витрати аміаку через В і складе:

$$L = \frac{\xi_6 - \xi_{\delta z}}{\xi_{\delta z} - \xi_{\delta o}}, \quad (12)$$

де

$$\xi_6 = \xi_4. \quad (13)$$

Парціальний тиск парів аміаку в ПГС в абсорбері дорівнює:

у бідній ПГС при контакті зі слабким водоаміачним розчином (ВАР) при його вході до А (рис. 3)

$$P_{1a} = (1 - \varepsilon_{1a}) \cdot P_{\delta o}; \quad (14)$$

у багатій ПГС при контакті з міцним ВАР при його виході з А (рис. 3)

$$P_{2a} = (1 - \varepsilon_{2a}) \cdot P_{\delta z}. \quad (15)$$

Температури ВАР в А становитимуть:

міцного на виході з А

$$t_{14} = t_{16} = t_n - \Delta t_{2a}; \quad (16)$$

слабкого на виході з А

$$t_{13} = t_{15} = t_{14} - \Delta t_{PTO}. \quad (17)$$

При цьому, з урахуванням припущення 2, визначимо концентрації слабкого та міцного ВАР як:

$$\xi_{cl} = f_3(P_{1a}, t_{13}), \quad (18)$$

$$\xi_{mq} = f_3(P_{2a}, t_{14}),$$

де f_3 – залежність рівноважної концентрації рідкого ВАР від тиску та температури.

Приведена витрата міцного розчину в системі А-РТО-Г-Д (кратність циркуляції) визначиться з балансу масової витрати аміаку через систему і становитиме:

$$L = \frac{\xi_4 - \xi_{cl}}{\xi_{mq} - \xi_{cl}}. \quad (19)$$

Температура слабкого розчину на виході з Р визначиться як температура насичення ВАР при його концентрації та тиску, що дорівнює загальному тиску в АХА:

$$t_{17} = f_4(\xi_{cl}, P_o), \quad (20)$$

де f_4 – залежність температури насичення від концентрації рідкого розчину та тиску.

Температура пари на виході з Г може бути дещо нижчою за температуру слабкого ВАР і складе (рис. 6):

$$t_2 = t_{17} - \Delta t_{ГРП}. \quad (21)$$

Температуру міцного розчину на вході в Р визначимо з рівняння теплового балансу для РТО (рис. 8), звідки слідує:

$$i_1 = i_{16} + \left(1 - \frac{1}{f} \right) \cdot (i_{17} - i_{15}), \quad (22)$$

де i_i – ентальпії ВАР у відповідних точках.

Ентальпії, які стоять у правій частині (22), знайдемо як:

$$i_{16} = f_5(\xi_{mq}, t_{16}),$$

$$i_{15} = f_5(\xi_{cl}, t_{15}), \quad (23)$$

$$i_{17} = f_5(\xi_{cl}, t_{17}),$$

де f_5 – залежність ентальпії насичення рідкого ВАР від концентрації та температури.

Модель забезпечує визначення фазового складу ВАР на вході Р (на виході з РТО).

Якщо

$$i_1 \leq i'(P_o, \xi_{kp}), \quad (24)$$

тобто, менше або дорівнює ентальпії насичення, то точка 1 знаходиться в області рідини (тут $i' = f_6(P, \xi)$), де f_6 – залежність ентальпії насичення рідини від тиску та концентрації). Якщо умови (24) не дотримуються, то на виході з РТО ми маємо вологу пару.

У першому випадку температура міцного розчину визначиться як:

$$t_1 = f_7(i_1, \xi_{mq}), \quad (25)$$

де f_7 – залежність температури розчину від ентальпії насичення рідини та її концентрації.

У другому випадку, тобто, коли

$$i_1 > i'(P_o, \xi_{mq}), \quad (26)$$

температура в точці 1 визначиться (рис. 9) з умов рівноваги рідини та насиченої пари у вологопаровій емульсії, що виходить з РТО.

апроксимації даних [40] у вигляді відповідних поліномів.

Далі, на основі рівнянь енергетичних (теплових) балансів елементів АХА можуть бути розраховані їх питомі (на одиницю витрати холодоагенту) теплові навантаження:

– холодопродуктивність (з балансу В)

$$q_o = (1 + L) \cdot i_{10} - L \cdot i_9 - i_6; \quad (52)$$

– тепло, відведене під час конденсації (з балансу К)

$$q_k = i_4 - i_6; \quad (53)$$

– тепло, відведене при абсорбції (з балансу А)

$$q_a = f \cdot (i_{13} - i_{14}) + L \cdot (i_{12} - i_{11}) + (i_{12} - i_{13}); \quad (54)$$

– тепло, відведене при дефлегмації (з балансу Д)

$$q_d = R \cdot (i_2 - i_3) + i_2 - i_4; \quad (55)$$

– тепло, підведене у Г (з балансу Г)

$$q_r = f \cdot (i_{17} - i_1) + R \cdot (i_2 - i_3) + (i_2 - i_{17}); \quad (56)$$

– тепло, що регенерується у РТО

$$q_{жто} = f \cdot (i_1 - i_{16}). \quad (57)$$

При цьому повинен дотримуватися загального енергетичного балансу по агрегату в цілому:

$$q_o + q_r = q_a + q_k + q_d. \quad (58)$$

Як критерій ефективності роботи АХА прийнятий його тепловий коефіцієнт, який, з урахуванням втрат тепла від Г до приміщення, становитиме:

$$\xi_T = (1 - \varepsilon_Q) \cdot \frac{q_o}{q_r}. \quad (59)$$

Масова витрата холодоагенту виразиться з:

$$G_a = \frac{Q_o}{q_o}. \quad (60)$$

Тоді теплові потужності перерахованих вище елементів АДКА визначаються як:

$$Q_i = q_i \cdot G_a. \quad (61)$$

Враховуючи особливості «трипоточного» випарника, визначимо питомі навантаження його «регенеративної» частини.

Попередньо визначимо температуру t_{7z} , до якої потрібно охолодити бідну ПГС, щоб одержати задану нижчу температуру охолодження t_{0n} (рівну t'_7 за рис. 4).

Виходячи з припущення 3 про адіабатичність випарного охолодження агента на початковій ділянці (відрізок «а-б», рис. 1), баланс тепла через одиничну поверхню розділу фаз в місці контакту бідної ПГС і рідкого аміаку запишеться як:

$$\alpha \cdot (t_{7z} - t'_7) = r \cdot \beta_p \cdot (P_{0n} - P_{\delta\delta}), \quad (62)$$

де α – коефіцієнт конвективного теплообміну від ПГС до рідини, Вт/(м²·К);

β_p – коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці парціальних тисків, кг/(м²·с);

r – теплота фазового переходу, Дж/кг.

У рівнянні (63) ліва частина являє собою кількість тепла, що віддається конвекцією від ПГС рідини, а права – кількість тепла, що переходить від рідини,

що випаровується в ПГС. Адіабатичність процесу означає їх рівність.

У [3], виходячи з аналогії процесів тепло- та масообміну та з урахуванням її коригування стосовно умов, близьких до роботи АХА, отримано зв'язок між коефіцієнтами теплопередачі та масообміну у вигляді:

$$\alpha = \beta_p \cdot C_{пгс}^{\delta\delta} \cdot (P_0 - P_{\delta\delta}) \cdot \frac{m_{пгс}^{\delta\delta}}{m_a}, \quad (63)$$

де молекулярна маса та ізобарна теплоємність бідної ПГС визначаються, залежно від її складу, як:

$$m_{пгс}^{\delta\delta} = m_{вг} \cdot \frac{P_{\delta\delta}}{P_0} + m_a \cdot \left(1 - \frac{P_{\delta\delta}}{P_0}\right), \quad (64)$$

$$C_{пгс}^{\delta\delta} = C_{пвг} \cdot (1 - \xi_{\delta\delta}) + C_{pa} \cdot \xi_{\delta\delta}, \quad (65)$$

де $C_{пвг}$ – ізобарна теплоємність парів холодоагенту.

Розглянувши спільно (62) та (63) для необхідної температури попереднього регенеративного охолодження бідної ПГС, отримаємо:

$$t_{7z} = t'_7 + \frac{m_a}{m_{вг}} \cdot \frac{r_{0n}}{C_{пгс}^{\delta\delta}} \cdot \frac{P_{0n} - P_{\delta\delta}}{P_0 - P_{0n}}. \quad (66)$$

Для визначення питомої кількості тепла регенерації, що йде на попереднє охолодження бідної ПГС $q_{пгс}$ та рідкого холодоагенту $q_{рп}$, складемо систему рівнянь, що описують енергетичні баланси всередині випарника:

– загальна кількість тепла, що сприймається В при випаровуванні холодоагенту і нагріванні збагаченої ПГС (рис. 4), становитиме:

$$\sum q_n = (1 + L) \cdot (i_{10} - i'_7), \quad (67)$$

де ентальпія у точці 7 (у точці «а» на рис. 1) становитиме:

$$i'_7 = \frac{L \cdot i_{7s} + i_{7p}}{1 + L}, \quad (68)$$

в якому ентальпії бідної ПГС та рідкого агента беруться при температурах їх попереднього охолодження t_{7z} та t_{7p} :

$$i_{7p} = f_{15}(t_{7p}), \quad (69)$$

$$i_{7z} = [i_{вг}(t_{7z})] \cdot (1 - \xi_{\delta\delta}) + [i_a^n(t_{7z}, P_{\delta\delta})] \cdot \xi_{\delta\delta}, \quad (70)$$

– сумарна кількість тепла, що сприймається в результаті регенерації, дорівнює:

$$\sum q_{p2} = q_{p2}^p + q_{p2}^{пгс}, \quad (71)$$

з іншого боку, воно визначається різницею:

$$\sum q_{p2} = \sum q_n - q_o, \quad (72)$$

де

$$q_{p2}^{пгс} = L \cdot (i_9 - i_{7z}), \quad (73)$$

$$q_{p2}^p = i_6 - i_{7p}. \quad (74)$$

В результаті рішення системи (66) – (74) визначимо температуру попереднього охолодження t_{7p} рідини та питомі теплові навантаження регенеративних частин В за його парогазовою $q_{p2}^{пгс}$ та рідинній q_{p2}^p частинам.

Таблиця 1. Параметри у характерних точках циклу АХА для АХП

Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Номери точок (рис. 2)						
			1	2	3	4	5	6	7
Температура	t	°С	135,4	172,6	171	50	40	40	Мінус 3
Загальний тиск	P_0	МПА	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Парціальний тиск									
– на границі розділу фаз	$P_{\text{эф}}$		–	–	–	–	–	–	0,1354
– в потоці	$P_{\text{пот}}$		–	–	–	–	–	–	0,0724
Ентальпія	i	кДж/кг	891,04	2482,42	1082,92	1711,9	607,0	607,0	2020,75
Концентрація									
– масова	ζ	-	0,280	0,6067	0,1428	1,0	1,0	1,0	0,241
– мольна	ϕ	-							0,0362
Паро(газо) вміст масовий	x	-	0,0146	1,0	1,0	0	1,0	1,0	–
Приведена витрата	g	-	6,035	1,8478	0,8478	1,0	1,0	1,0	4,16

Таблиця 2. Показники термодинамічної ефективності циклу АХА для АХП

Найменування	Позначення	Одиниця виміру	Чисельні значення
Холодопродуктивність	Q_0	Вт	10,0
Теплове навантаження конденсатора	Q_c	Вт	11,74
Теплове навантаження дефлегматора	Q_a	Вт	20,80
Теплове навантаження абсорбера	Q_a	Вт	17,80
Теплове навантаження регенеративної частини трипотокowego випарника	ΣQ_{pe}	Вт	38,57
Теплове навантаження РТО	Q_{PTO}	Вт	33,10
Потужність, що споживається генератором			
– нето	Q_{Γ}	Вт	40,34
– бруто	Q'_{Γ}	Вт	46,91
Витрата холодоагенту	G_a	г/с	0,011
Тепловий коефіцієнт			
– нето	$\zeta_m^{\text{н}}$	%	24,8
– бруто	$\zeta_m^{\text{б}}$	%	21,3

Теплова потужність регенеративних частин трипоточного складу:

$$Q_{p2}^{ПГС} = q_{p2}^{ПГС} \cdot G_a, \quad (75)$$

$$Q_{p2}^p = q_{p2}^p \cdot G_a. \quad (76)$$

На підставі викладеної у цьому підрозділі статті математичної моделі було розроблено відповідні алгоритм та програму термодинамічного розрахунку АХА для АХП. Результати розрахунків для низькотемпературного зразка (температура в камері охолодження не висче мінус 18 °С) АХП наводяться нижче.

РЕЗУЛЬТАТИ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ТА АНАЛІЗ

За допомогою розробленої методики та відповідних програм була проведена термодинамічна оптимізація АХА для АХП по максимуму теплового коефіцієнта. Результати розрахунку оптимального варіанта представлені в табл. 1 і 2. Вони отримані за наступних вихідних даних:

- інертний газ – водень, $m = 2,016$; $C_{pBG} = 14,3$ кДж/(кг·К); $m_a = 17,03$;
- холодопродуктивність $Q_0 = 10$ Вт;
- температура в ХК $t_{HTB} =$ мінус 18 °С;
- температура у приміщенні $t = 32$ °С;
- температурні напори: $\Delta t_{IK} = 10$ °С; $\Delta t_{2K} = 6$ °С; $\Delta t_{1K} = 18$ °С; $\Delta t_{2K} = 3$ °С; $\Delta t_{2a} = 3$ °С; $\Delta t_{acp} = 2$ °С; $\Delta t_{PTO} = 5$ °С; $\Delta t_{BG} = 5$ °С; $\Delta t_{o2} = 18$ °С; $\Delta t_{онp} = 1,6$ °С; $\Delta t_{ГПЖ} = 0$ °С;

- відносні рушійні напори парціальних тисків:
- $\varepsilon_{1n} = 0,45$; $\varepsilon_{2n} = 0,12$; $\varepsilon_{1a} = 0,4$; $\varepsilon_{1a} = 0,2$;
- концентрація очищених парів холодоагенту $\xi_4 = 1$;
- втрати тепла від Г $\varepsilon_Q = 0,14$.

У табл. 1 представлені параметри основних характерних точках циклу АХА в табл. 2 – основні термодинамічні показники роботи агрегату.

При оптимізаційних розрахунках враховувалося обмеження корозійної стійкості сталі виготовлення поверхні нагрівання генератора. За даними [4], через це обмеження температура ВАР на виході з Г не повинна перевищувати 175 °С.

Наведені у табл. 2 показники свідчать про достатню економічність АХА для низькотемпературного АХП – його тепловий коефіцієнт не менше 20%. Проте можливі резерви його підвищення. Одним з них є регенерація частини тепла дефлегмації для підігріву та часткового випарювання міцного розчину перед Г.

Попередні розрахунки показали, що при цьому споживана в Р потужність знижується на 10 Вт, що збільшує тепловий коефіцієнт агрегату на 25%.

ВИСНОВКИ

Екологічно безпечні абсорбційні холодильні прилади на природних робочих тілах, завдяки своїм унікальним можливостям щодо роботи на широкому спектрі джерел теплової енергії, безшумності в роботі та тривалому ресурсі можуть зайняти велику нішу

на ринку побутової холодильної техніки. Для цього їм необхідно наблизитись до енергоспоживання компресійних аналогів.

Представлена модель термодинамічного циклу, що враховує особливості процесів масообміну при випаровуванні та абсорбції, а також реальні співвідношення температур у характерних точках абсорбційного холодильного циклу, дозволить вирішити це завдання.

З огляду на високі теплові навантаження на регенеративний газовий та рідинний теплообмінники слід

звернути увагу на інтенсифікацію процесів теплообміну, наприклад, за допомогою внутрішнього ребра або зміни геометрії каналів.

Для подальшого підвищення енергетичної ефективності АХП доцільно розширити його функціональні можливості щодо використання високотемпературного скидного тепла дефлегмації для створення додаткових камер з температурою 40...70 °С. Такі камери можуть знайти застосування в технологіях приготування харчових продуктів або для підігріву води для господарських потреб.

REFERENCES

- [1] UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer. <https://www.state.gov/the-montreal-protocol-on-substances-that-deplete-the-ozone-layer>.
- [2] LIFE Climate Change Mitigation and Adaptation. https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-funding-climate-action/life-climate-change-mitigation-and-adaptation_en.
- [3] Lima A. et al. (2021). Absorption Refrigeration Systems Based on Ammonia as Refrigerant Using Different Absorbents: Review and Applications. *Energies*, 14(48). <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/1/48>.
- [4] Adambayev D., Titlov A. (2021). Analysis of test results of a household absorption refrigerating appliance on an electric and gas source of thermal energy. *Technology Audit and Production Reserves*, 4(60), 18–22. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.237173>.
- [5] Lu D. et al. (2019). Modeling and analysis of an ammonia–water absorption refrigeration system utilizing waste heat with large temperature span. *International Journal of Refrigeration*, 103, 180–190. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700719301641>.
- [6] Afshar O. et al. (2012). A review of thermodynamics and heat transfer in solar refrigeration system *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6(8), 5639–5648. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.016>.
- [7] Talpada J., Ramana P. (2017). A review on performance improvement of an absorption refrigeration system by modification of basic cycle. *International Journal of Ambient Energy*, 40(60), 661–673. <https://doi.org/10.1080/01430750.2017.1423379>.
- [8] Xi Wu, Shiming Xu, Mengnan Jiang (2018). Development of bubble absorption refrigeration technology: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82 (3), 3468–3482. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.109>.
- [9] Rattner A., Garimella S. (2016). Low-source-temperature diffusion absorption refrigeration. Part I: Modeling and cycle analysis. *International Journal of Refrigeration*, 65, 287–311. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.010>.
- [10] Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Kravets V.Yu., Sorokin V.M., Kozak D.V., Melnyk R.S., Lipnitskyi L.V., Solomakha A.S. (2022). Thermal performance of low –cost cooling systems for transmit/receive modules of phased array antennas with and without gravity heat pipes. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 18(23), 1–13. <https://www.techscience.com/flhmt/v18n1/52454>.
- [11] Titlova O., Titlov O., Olshevska O. (2016). Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5/2(83), 45–53. <https://journals.uran.ua/eejet/article/view/79353>.
- [12] Kravets V.Y., Gurov, V.N. (2023). Moraru. Improving the heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons with nanofluids based on Ukrainian natural aluminosilicates. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4/5 (124), 25–33. https://www.researchgate.net/publication/373789146_Improving_the_heat_transfer_characteristics_of_minature_two-phase_thermosyphons_with_nanofluids_based_on_Ukrainian_natural_aluminosilicates.
- [13] Lu Ding, Xu Qingyu, Chen Gaofei, Dong Xueqiang, Bai Yin, Gong Maoqiong, Zhao Yanxing, Shen Jun. (2019). Modeling and analysis of an ammonia-water absorption refrigeration system utilizing waste heat with large temperature span. *International Journal of Refrigeration*, (103), 180–190. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.04.008>.
- [14] Patent 19328 Ukrayina, MKI F25 B15/10. Kholodyl'nyk absorbtivnyy /N.F. Khomenko, H.M. Olifer, O.S. Titlov (Ukrayina) – No 95321331, zayav. 03.04.91; opubl. 25.12.97. Byul. № 6. [in Ukrainian].
- [15] Titlov, O., ta Hraty, T. (2022). Pidvyshchennya enerhoefektyvnosti absorbtivnykh kholodyl'nykh pryladiv. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(4), 204–215. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2569> [in Ukrainian].
- [16] Kosoy, B., Hrudka, B., ta Zimin, O. (2022). Vplyv poperedn'oho okholodzhennya na produktyvnist' absorbtivnyoi vodoamichnoyi kholodyl'noyi mashyny. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(3), 118–125. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i3.2485> [in Ukrainian].
- [17] Elarem R. et al. (2017). Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger *Applied Thermal Engineering*, 125, 1320–1333. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.113>.
- [18] Kosoy B., Hrudka B., Zimin O. (2021). Pidvyshchennya efektyvnosti metodiv nakopychennya enerhiyi vidnovlyuval'nykh dzherel. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(3), 176–188. <https://journals.ontu.edu.ua/index.php/reftech/article/view/2168> [in Ukrainian].

- [19] Mansouri R., Bourouis M., Bellagi A. (2017). Experimental investigations and modelling of a small capacity diffusion-absorption refrigerator in dynamic mode. *Applied Thermal Engineering*, 113, 653–662. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.078>.
- [20] Schmid F., Spindler K. (2016). Experimental investigation of the auxiliary gas circuit of a diffusion absorption chiller with natural and forced circulation. *International Journal of Refrigeration*, 78, 84–92. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.07.012>.
- [21] Kosoy Boris, Morozzyuk Larisa, Psarov Sergii, Kukoliev Artem. (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. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238203>.
- [22] Aman J., Henshaw P., Ting D. Bubble-pump-driven LiBr-H₂O and LiCl-H₂O absorption air-conditioning systems. (2018). *Thermal Science and Engineering Progress*, (6), 316–322. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.10.022>.
- [23] Soli N., Hafsia N., Chaouachi B. (2017). Thermodynamic feasibility study of absorption diffusion machine working with hydrocarbons. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(13), 8881–8887. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.184>.
- [24] Aly W. et al. (2017). Thermal performance of a diffusion absorption refrigeration system driven by waste heat from diesel engine exhaust gases *Applied Thermal Engineering*, 114, 621–630. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.019>.
- [25] Lavrenchenko H., Vasserman O. & Hrudka B. (2021). Analiz heothermal'nykh stantsiy, shcho pratsyuyut' na vodoamiachnomu rozchyni za tsyklom Kalini. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(1), 26–36. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i1.1980> [in Ukrainian].
- [26] Elsaid K. et al. (2020). Recent progress on the utilization of waste heat for desalination: A review. *Energy Conversion and Management*, 221. https://www.researchgate.net/publication/342817294_Recent_progress_on_the_utilization_of_waste_heat_for_desalination_A_review.
- [27] Titlov O., Tsoy O., Ashyk T., Alimkeshova A. ta Dzhamasheva R. (2024). Rozrobka systemy okholodzhennya z vykorystannyam vidnovlyuvanykh dzherel teplovoyi enerhiyi i tekhnolohiyi nichnoho radiatsynoho vyprominyuvannya. *Refrigeration Engineering and Technology*, 60(3), 178–196. <https://doi.org/10.15673/ret.v60i3.3048> [in Ukrainian].
- [28] Titlov O., Hodyk K., Kravchenko D., Osadchuk YE. (2021). Rozrobka ustanovok dlya otrymannya vody z atmosferneho povitrya v skladi systemy zhyttechabezpechennya zhytlovoho budynku v klimatychnykh umovakh Odes'koyi oblasti. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(4), 218–228. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2212> [in Ukrainian].
- [29] Mehari A. et al. (2025). A thermal and mass couple assisted ammonia sorption heat storage with enhanced cooling and heating supply. *Applied Thermal Engineering*, 271, 1–14. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.126367>.
- [30] Yousfi M. et al. (2017). Performance of a 5-kW hot water driven diffusion absorption chiller *Applied Thermal Engineering*, 127, 789–799. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.035>.
- [31] Shirazi A. et al. (2018). Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management*, 171, 59–81. https://www.researchgate.net/publication/327372196_Solar-powered_absorption_chillers_A_comprehensive_and_critical_review.
- [32] Yongrui Xu, Zeyu Li, Hongkai Chen, Shiliang Lv. (2021). Techno-economic evaluation and analysis of solar hybrid cooling systems with cool energy buffer for cold storages. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 46, 101270. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101270>.
- [33] Schmid F., Bierling B., Spindler K. (2019). Development of a solar-driven diffusion absorption chiller. *Solar Energy*, (177), 483–493. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.11.040>.
- [34] Konstantinov, I., Khmelniuk, M., Ostapenko, O., Talibli, R., Yakovleva, O. (2022). Heat loads analysis and creation of a uniform model for commercial refrigeration equipment calculation. *EUREKA: Physics and Engineering*, (4), 67–76. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2022.001804>.
- [35] Szazanskyi Andrii, Khmelniuk Mykhailo. (2023). Performance analysis of the refrigeration system for improving energy efficiency. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*, 2(2), 91–102. <https://isg-journal.com/isjea/article/view/357>.
- [36] Chaves F., et al. (2019). Experimental study and modeling within validation of a diffusion absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, (101), 136–147. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.019>.
- [37] Salhi K., Korichi M., Ramadan K. (2018). Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression-absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy. *International Journal of Refrigeration*, (94), 214–229. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.03.017>.
- [38] Yildiz A. (2016). Thermo-economic analysis of diffusion absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, (99), 23–31. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.041>.
- [39] Natural Refrigerants. URL: https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/natural_refrigerants/index.html.
- [40] Taieb A., Mejri K., Bellagi A. (2016). Theoretical analysis of a diffusion-absorption refrigerator. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(32), 14293–14301. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.180>.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer. <https://www.state.gov/the-montreal-protocol-on-substances-that-deplete-the-ozone-layer>.

- [2] LIFE Climate Change Mitigation and Adaptation. https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-funding-climate-action/life-climate-change-mitigation-and-adaptation_en
- [3] Lima A. et al. (2021). Absorption Refrigeration Systems Based on Ammonia as Refrigerant Using Different Absorbents: Review and Applications. *Energies*, 14(48). <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/1/48>.
- [4] Adambayev D., Titlov A. (2021). Analysis of test results of a household absorption refrigerating appliance on an electric and gas source of thermal energy. *Technology Audit and Production Reserves*, 4(60), 18–22. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.237173>.
- [5] Lu D. et al. (2019). Modeling and analysis of an ammonia–water absorption refrigeration system utilizing waste heat with large temperature span. *International Journal of Refrigeration*, 103, 180–190. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700719301641>.
- [6] Afshar O. et al. (2012). A review of thermodynamics and heat transfer in solar refrigeration system *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6(8), 5639–5648. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.016>.
- [7] Talpada J., Ramana P. (2017). A review on performance improvement of an absorption refrigeration system by modification of basic cycle. *International Journal of Ambient Energy*, 40(60), 661–673. <https://doi.org/10.1080/01430750.2017.1423379>.
- [8] Xi Wu, Shiming Xu, Mengnan Jiang (2018). Development of bubble absorption refrigeration technology: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82(3), 3468–3482. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.10.109>.
- [9] Rattner A., Garimella S. (2016). Low-source-temperature diffusion absorption refrigeration. Part I: Modeling and cycle analysis. *International Journal of Refrigeration*, 65, 287–311. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.010>.
- [10] Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Kravets V.Yu., Sorokin V.M., Kozak D.V., Melnyk R.S., Lipnitskyi L.V., Solomakha A.S. (2022). Thermal performance of low –cost cooling systems for transmit/receive modules of phased array antennas with and without gravity heat pipes. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 18(23), 1–13. <https://www.techscience.com/fhmt/v18n1/52454>.
- [11] Titlova O., Titlov O., Olshevska O. (2016). Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5/2(83), 45–53. <https://journals.urau.ua/eejet/article/view/79353>.
- [12] Kravets V.Y., Gurov, V.N. (2023). Moraru. Improving the heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons with nanofluids based on Ukrainian natural aluminosilicates. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4/5(124), 25–33. https://www.researchgate.net/publication/373789146_Improving_the_heat_transfer_characteristics_of_miniature_two-phase_thermosyphons_with_nanofluids_based_on_Ukrainian_natural_aluminosilicates.
- [13] Lu Ding, Xu Qingyu, Chen Gaofei, Dong Xueqiang, Bai Yin, Gong Maoqiong, Zhao Yanxing, Shen Jun. (2019). Modeling and analysis of an ammonia-water absorption refrigeration system utilizing waste heat with large temperature span. *International Journal of Refrigeration*, (103), 180–190. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.04.008>.
- [14] Патент 19328 Україна, МКІ F25 В15/10. Холодильник абсорбційний / Н.Ф. Хоменко, Г.М. Оліфер, О.С. Тітлов (Україна) – No 95321331, заяв. 03.04.91; опубл. 25.12.97 р. Бюл. № 6.
- [15] Тітлов О., Гратій Т. (2022). Підвищення енергоефективності абсорбційних холодильних приладів. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(4), 204–215. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i4.2569>.
- [16] Косой Б., Грудка Б., Зімін О. (2022). Вплив попереднього охолодження на продуктивність абсорбційної водоаміачної холодильної машини. *Refrigeration Engineering and Technology*, 58(3), 118–125. <https://doi.org/10.15673/ret.v58i3.2485>.
- [17] Elarem R. et al. (2017). Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger *Applied Thermal Engineering*, 125, 1320–1333. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.113>.
- [18] Kosoy B., Hrudka B., Zimin O. (2021). Pidvyshchennya efektyvnosti metodiv nakopychennya enerhiyi vidnovlyuval'nykh dzherel. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(3), 176–188. <https://journals.ontu.edu.ua/index.php/reftech/article/view/2168> [in Ukrainian].
- [19] Mansouri R., Bourouis M., Bellagi A. (2017). Experimental investigations and modelling of a small capacity diffusion-absorption refrigerator in dynamic mode. *Applied Thermal Engineering*, 113, 653–662. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.078>.
- [20] Schmid F., Spindler K. (2016). Experimental investigation of the auxiliary gas circuit of a diffusion absorption chiller with natural and forced circulation. *International Journal of Refrigeration*, 78, 84–92. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.07.012>.
- [21] Kosoy Boris, Morozuk Larisa, Psarov Sergii, Kukoliev Artem. (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. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.238203>.
- [22] Aman J., Henshaw P., Ting D. Bubble-pump-driven LiBr-H₂O and LiCl-H₂O absorption air-conditioning systems. (2018). *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 316–322. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.10.022>.
- [23] Soli N., Hafsia N., Chaouachi B. (2017). Thermodynamic feasibility study of absorption diffusion machine working with hydrocarbons. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(13), 8881–8887. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.184>.
- [24] Aly W. et al. (2017). Thermal performance of a diffusion absorption refrigeration system driven by waste heat from diesel engine exhaust gases *Applied Thermal Engineering*, 114, 621–630. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.019>.
- [25] Лавренченко Г., Вассерман О. & Грудка Б. (2021). Аналіз геотермальних станцій, що працюють на водоаміачному розчині за циклом Каліні. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(1), 26–36. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i1.1980>.

- [26] Elsaid K. et al. (2020). Recent progress on the utilization of waste heat for desalination: A review. *Energy Conversion and Management*, 221. https://www.researchgate.net/publication/342817294_Recent_progress_on_the_utilization_of_waste_heat_for_desalination_A_review.
- [27] Тітлов О., Цой О., Ашик Т., Алімкешова А. та Джамашева Р. (2024). Розробка системи охолодження з використанням відновлюваних джерел теплової енергії і технології нічного радіаційного випромінювання. *Refrigeration Engineering and Technology*, 60(3), 178–196. <https://doi.org/10.15673/ret.v60i3.3048>.
- [28] Тітлов О., Годик К., Кравченко Д., Осадчук Є. (2021). Розробка установок для отримання води з атмосферного повітря в складі системи життєзабезпечення житлового будинку в кліматичних умовах Одеської області. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(4), 218–228. <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2212>.
- [29] Mehari A. et al. (2025). A thermal and mass couple assisted ammonia sorption heat storage with enhanced cooling and heating supply. *Applied Thermal Engineering*, 271, 1–14. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.126367>.
- [30] Yousfi M. et al. (2017). Performance of a 5-kW hot water driven diffusion absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, 127, 789–799. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.035>.
- [31] Shirazi A. et al. (2018). Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management*, 171, 59–81. https://www.researchgate.net/publication/327372196_Solar-powered_absorption_chillers_A_comprehensive_and_critical_review.
- [32] Yongrui Xu, Zeyu Li, Hongkai Chen, Shiliang Lv. (2021). Techno-economic evaluation and analysis of solar hybrid cooling systems with cool energy buffer for cold storages. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, (46). 101270. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101270>.
- [33] Schmid F., Bierling B., Spindler K. (2019). Development of a solar-driven diffusion absorption chiller. *Solar Energy*, (177), 483–493. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.11.040>.
- [34] Konstantinov, I., Khmelniuk, M., Ostapenko, O., Talibli, R., Yakovleva, O. (2022). Heat loads analysis and creation of a uniform model for commercial refrigeration equipment calculation. *EUREKA: Physics and Engineering*, (4), 67–76. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2022.001804>.
- [35] Sazanskyi Andrii, Khmelniuk Mykhailo. (2023). Performance analysis of the refrigeration system for improving energy efficiency. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*, 2(2), 91–102. <https://isg-journal.com/isjea/article/view/357>.
- [36] Chaves F., et al. (2019). Experimental study and modeling within validation of a diffusion absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, (101), 136–147. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.019>.
- [37] Salhi K., Korichi M., Ramadan K. (2018). Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression-absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy. *International Journal of Refrigeration*, (94), 214–229. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.03.017>.
- [38] Yildiz A. (2016). Thermo-economic analysis of diffusion absorption refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, (99), 23–31. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.041>.
- [39] Natural Refrigerants. URL: https://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/natural_refrigerants/index.html.
- [40] Taieb A., Mejri K., Bellagi A. (2016). Theoretical analysis of a diffusion-absorption refrigerator. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(32), 14293–14301. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.180>.

© Дмитренко Д. В., Тітлов О. С.

Дата першого надходження статті до видання: 15.02.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 17.03.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 22.05.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)