## ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.575

# Розробка абсорбційних холодильних агрегатів на низькопотенційних джерелах теплової енергії

***Н. О. Біленко[1], О. С. Тітлов✉[2]***
[1,2] Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна
✉ e-mail: [1]natalibilenco@gmail.com; [2]titlov1959@gmail.com
ORCID: [1]http://orcid.org/0000-0002-6164-7954; [2]https://orcid.org/0000-0003-1908-5713

*Показано, що одним з відомих напрямків часткової компенсації дефіциту води можуть бути системи отримання води з атмосферного повітря, в яких холодильні машини або агрегати забезпечують температуру нижче температури точки роси. При виборі типів холодильних машин або агрегатів для цих систем перспективним може бути використання сонячної енергії, зокрема, сонячних колекторів, широко використовуваних в світі для опалення в холодний і перехідний період року, а також для господарських і санітарно-гігієнічних потреб. Тут великі перспективи мають абсорбційні водоаміачні системи, які на відміну від бромістолітієвих аналогів мають можливість працювати з повітряним охолодженням теплорозсіювальних елементів. У той же час використання абсорбційних водоаміачних холодильних систем в системах отримання води з атмосферного повітря утруднено через недостатній рівень температур джерела сонячної енергії. Об'єктом досліджень є модернізований абсорбційний холодильний агрегат (АХА), в якому проводиться додаткове очищення слабкого водоаміачного розчину (ВАР) шляхом випаровування частини аміаку в парогазову суміш. Розроблено методику розрахунку для визначення питомих теплових навантажень на елементи конструкції при заданих параметрах робочого тіла в характерних точках (вхід-вихід елементів) з подальшим визначенням енергетичної ефективності холодильного циклу АХА. Було показано, що склад інертного газу не впливає на ефективність циклу. Заміна водню гелієм призводить лише до зростання кількості циркулюючого газу в 2 рази, що ускладнює роботу контуру природної циркуляції між абсорбером і випарниками аміаку і розчину. Максимальну ефективність має АХА, що працює в діапазоні температур охолодження – від -18 до +12 °С. При цьому визначальний вплив на енергетичну ефективність надає температура кінця випаровування. Результати енергетичного аналізу АХА дозволили сформулювати ряд рекомендацій для розробників. Відзначено, що необхідні для розрахунку випарника розчину вихідні дані можна отримати в результаті моделювання процесів тепломасообміну в наближенні адіабатності процесів.*

***Ключові слова:*** *Абсорбційний холодильний агрегат; Водоаміачний розчин; Сонячна енергія; Отримання води з атмосферного повітря; Методика розрахунку циклу*

**doi: https://doi.org/10.15673/ret.v57i1.1976**

© 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

В даний час діяльність людства досягла вже такого рівня, при якому її вплив на природне середовище набуває глобального характеру. Протягом останнього століття постійно збільшувався вміст в атмосфері деяких природних газів ($CO_2$, $N_2O$, $CH_4$). Додатково в атмосферу надходили гази, які

не є природними компонентами глобальної екосистеми. Головні серед них – фторхлорвуглеводні (фреони). Ці гази активно поглинають відображену від поверхні Землі сонячну радіацію і сприяють формуванню «парникового» ефекту [1].

Світова спільнота реагує на погіршення екологічної обстановки цілим рядом заборон і обмежень (Монреальський протокол, 1986 р.; Конвенція ООН з клімату, Ріо-де-Жанейро, 1992; Кіотський протокол, 1997 р.), які в даний час не виконуються більшістю країн, що розвиваються, і країн з перехідною економікою. Такий стан значною мірою пов'язано з тим, що комплекс технічних і економічних заходів, пов'язаних з переходом холодильної техніки на екологічно чисті холодоагенти, в повній мірі можуть здійснити тільки країни з розвиненою економікою.

Ситуація, що склалася змушує розробників побутової холодильної техніки переглянути ставлення до абсорбційних холодильних приладів в подальшому, відповідно до існуючих нормативних вимог і визначень [2] – абсорбційних холодильників і холодильників, які комплектуються абсорбційними холодильними агрегатами (АХА) і можуть розглядатися як один з альтернативних варіантів переходу на екологічно безпечні холодоагенти.

Робоче тіло АХА складається з природних компонентів – водоаміачного розчину (ВАР) з добавкою інертного газу (водню, гелію або їх суміші) і є абсолютно екологічно безпечним – має нульові значення озоноруйнівного потенціалу та потенціалу «парникового» ефекту [3].

Абсорбційні холодильні прилади мають і ряд таких унікальних якостей, як:

а) безшумність, висока надійність і тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних і електричних полів при експлуатації;

б) можливість використання в одному апараті декількох джерел енергії – як електричних, так і альтернативних (теплота згоряння органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння, «гарячий» потік повітря вихрової труби, теплонавантажені елементи радіоелектронної апаратури);

в) можливість роботи з неякісними джерелами енергії, в тому числі і електричної, в діапазоні напруги мережі 160...240 В.

До переваг АХА слід віднести меншу в порівнянні з компресорними аналогами вартість, що в багатьох випадках і визначає їх популярність у користувачів.

АХА ефективні при використанні в якості мініхолодильників, міні-барів, у вбудованих в транспортних моделях холодильників, коли холодопродуктивність не перевищує 20 Вт і недоцільно використовувати компресорні холодильники.

Абсорційні холодильники і морозильники, оснащені пальниковими пристроями, широко використовуються туристами і мандрівниками, так як їм немає альтернативи в районах з відсутністю електроенергії.

Разом з тим, АХА мають підвищене в порівнянні з аналогічними компресорними моделями енергоспоживання. На наш погляд, таке положення пов'язане не тільки з недосконалістю їх холодильного циклу, але і з відсутністю відповідних наукових і інженерних розробок.

Порівняно невисока енергетична ефективність АХА обумовлює і вузьку сферу їх застосування, в основному, в якості мініхолодильників, і невелику частку на ринку побутової холодильної техніки.

В той же час при сучасному тренді на широке використання відновлюваних джерел енергії з'являються і нові завдання для систем холодильної техніки. Зокрема, однією з проблем для світового співтовариства стає проблема дефіциту водних ресурсів. Ця проблема особливо відчутна в країнах з посушливим кліматом та інтенсивною сонячною інсоляцією [4].

Одним з відомих напрямків часткової компенсації дефіциту води можуть бути системи отримання води з атмосферного повітря, в яких холодильні машини або агрегати забезпечують температуру нижче температури точки роси [5].

При виборі типів холодильних машин або агрегатів для систем отримання води з атмосферного повітря перспективним може бути використання сонячної енергії, зокрема, сонячних колекторів, широко використовуваних в світі для опалення в холодний і перехідний період року, а також для господарських і санітарно-гігієнічних потреб [ 6].

Тут великі перспективи мають абсорбційні водоаміачні системи, які на відміну від бромістолітієвих аналогів мають можливість працювати з повітряним охолодженням теплорозсіювальних елементів [7].

У той же час використання абсорбційних водоаміачних холодильних систем в системах отримання води з атмосферного утруднено через недостатній рівень температур джерела сонячної енергії. Це пов'язано з тим, що в даний час основ-

ний парк сонячних колекторів становлять конструкції з водою в якості теплоносія. Практична температура нагріву в таких системах не перевищує 100 °С. Цього недостатньо для реалізації абсорбційного циклу навіть в зоні помірного клімату і для насосної (оптимальний робочий діапазон 120-140 ºС) і для безнасосної (оптимальний робочий діапазон 150-170 ºС) схем [8].

Для вирішення завдання зниження рівня температур джерела тепла до необхідного рівня в насосних схемах абсорбційних холодильних машин встановлюють спеціальний підтискаючий бустер-компресор [8]. Це дозволяє знизити рівень джерела тепла до 70 °С [9], однак вимагає електричної енергії для приводу бустер-компресора, що знижує автономність при експлуатації або ускладнює і здорожує конструкцію при додатковій комплектації сонячними батареями.

Автономність роботи джерела холоду в системах отримання води з атмосферного повітря при мінімальних витратах може забезпечити оригінальний АХА [10], який заправлений ВАР з підвищеною, у порівнянні з аналогами, кількістю аміаку і має додатковий випарник слабкого ВАР (рис.1).

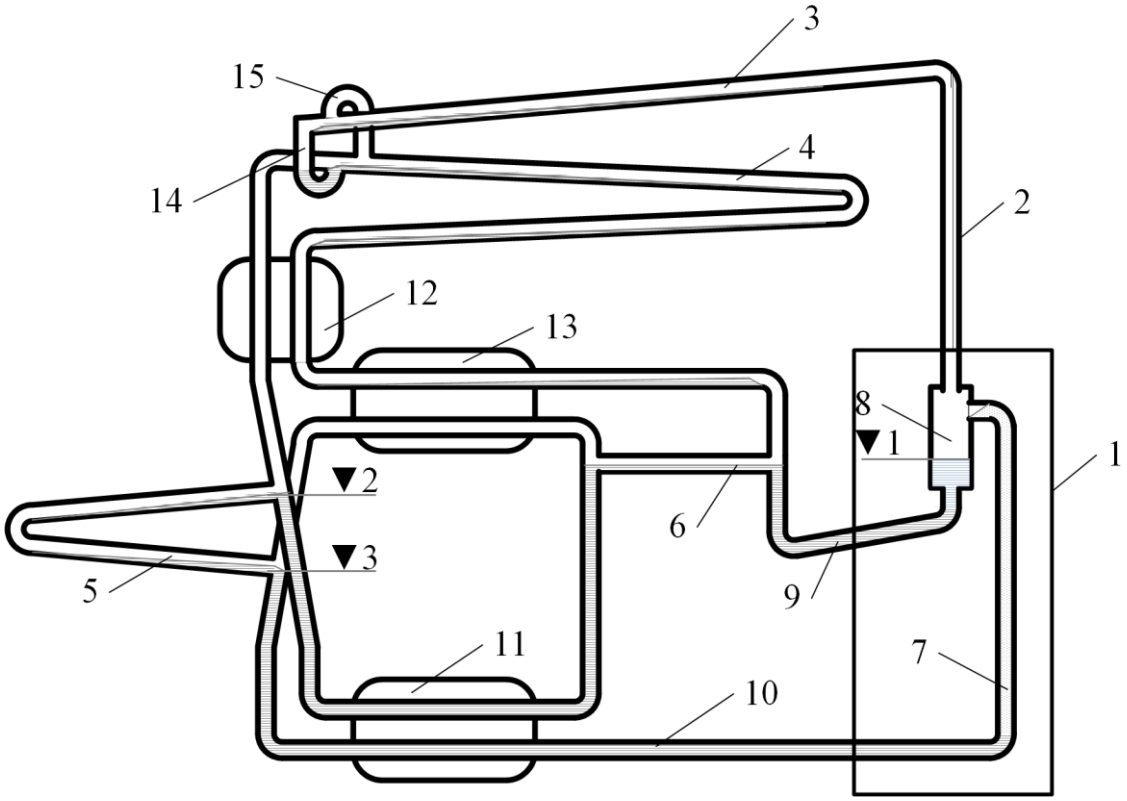



***Рисунок 1*** *– Принципова схема АХА з додатковим випарником розчину:*
*1 – генераторний вузол; 2 – дефлегматор; 3 – конденсатор; 4 – випарник аміаку; 5 – абсорбер; 6 – випарник розчину; 7 – генератор; 8 – сепаратор; 9 – канал слабкого ВАР; 10 – канал міцного ВАР; 11 – теплообмінник розчинів; 12, 13 – теплообмінники ПГС; 14 – гідрозатвор аміаку; 15 – вирівнююча магістраль; ▼1, ▼2, ▼3 – рівні, відповідно, слабкого розчину в сепараторі, на вході і виході абсорбера*

Для забезпечення необхідних параметрів слабкого розчину на вході в абсорбер забезпечують його контактну взаємодію з парогазовою сумішшю (ПГС), що приходить з випарника. Такий АХА, за твердженням автора може використовувати джерело тепла з температурою 75 °С, що дозволить використовувати бюджетні сонячні колектори з водою в якості теплоносія.

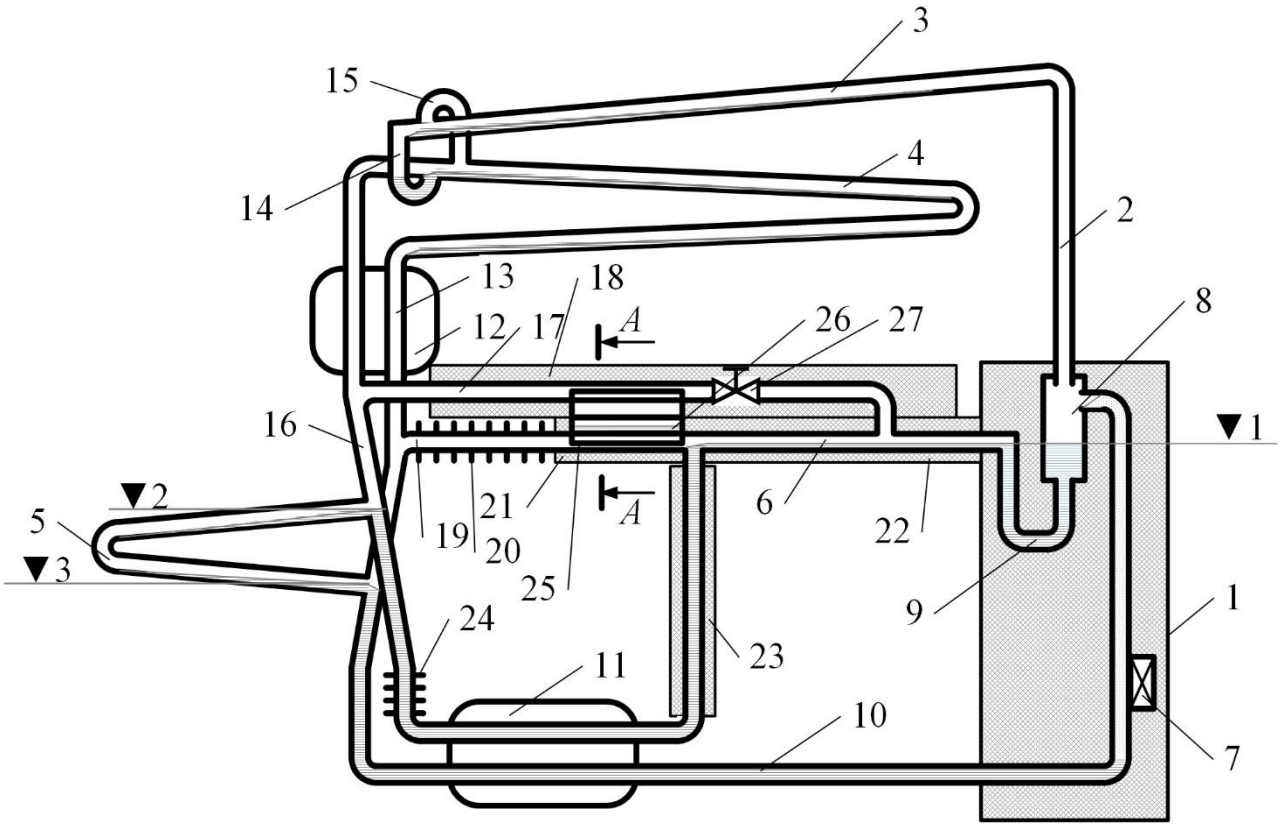
Проблемний момент у використанні АХА [10] полягає в невизначеності режимів експлуатації – невідомі температури навколишнього повітря і об'єкта охолодження. І є обґрунтовані [11, 12] сумніви щодо використання такої схеми в умовах підвищених температур навколишнього середовища.

Таким чином, дослідження і розробки перспективних джерел штучного холоду в системах отримання води з атмосферного повітря в частині мінімізації енерговитрат і підвищення автономності при експлуатації можна вважати актуальними.

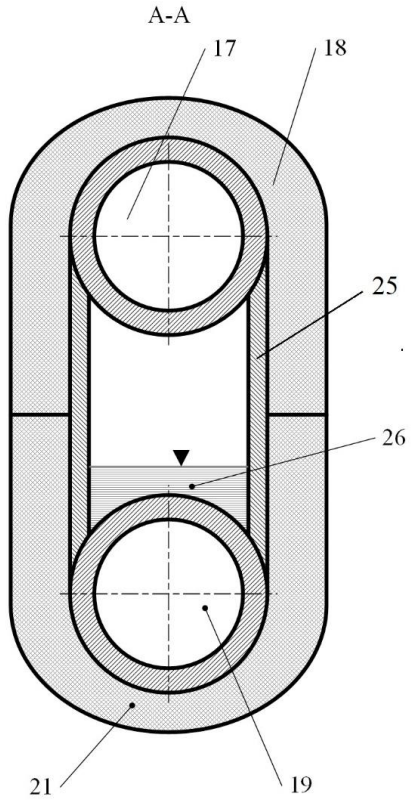
## 2. Об'єкт досліджень

Об'єктом досліджень є модернізований, з урахуванням недоліків прототипу [10], абсорбційний холодильний агрегат (АХА).

Основними елементами модернізованого АХА є: генераторний вузол – 1, дефлегматор – 2, конденсатор – 3, випарник аміаку – 4, абсорбер – 5 і випарник слабкого ВАР (надалі випарник ВАР) – 6 (рис. 2).




а)




б)

***Рисунок 2*** *– Об'єкт досліджень:*
*а) принципова схема; б) перетин А-А;*
*1 – генераторний вузол з теплоізоляційним кожухом; 2 – дефлегматор; 3 – конденсатор; 4 – випарник аміаку; 5 – абсорбер; 6 – випарник розчину; 7 – джерело теплового навантаження; 8 – сепаратор; 9 – канал слабкого ВАР; 10 – канал міцного ВАР; 11 – теплообмінник розчинів; 12 – теплообмінник ПГС; 13 – магістраль насиченої ПГС випарника аміаку; 14 – гідрозатвор аміаку; 15 – вирівнююча магістраль; 16 – магістраль очищеної ПГС випарника аміаку; 17 – магістраль очищеної ПГС випарника розчинів; 18, 21, 22, 23 – теплоізоляційні покриття; 19 – магістраль насиченої ПГС випарника розчину; 20, 24 – ребра; 25 – двофазний теплопередавальний пристрій; 26 – теплоносій двофазного теплопередавального пристрою; 27 – регулюючий вентиль потоку очищеної ПГС*

Генераторний вузол 1 містить джерело теплового навантаження 7, сепаратор 8, канали слабкого і міцного ВАР 9 і 10. Всі елементи генераторного вузла і частково дефлегматор 2 закриті теплоізоляційним кожухом.

Гідрозатвор 14 забезпечує стабільну подачу аміаку в випарник 4, а магістраль 15 вирівнює тиск по обидва боки гідрозатвору 14.

Для підвищення енергетичної ефективності АХА в схемі передбачені два регенеративних теплообмінника: 11 – рідких розчинів; 13 – потоків ПГС.

Виходячи з загальнофізичних уявлень про термодинамічні процеси в циклі АХА і відповідні процеси тепломасообміну для підвищення ефективності роботи з низькопотенційними джерелами теплової енергії слід проводити більш глибоке очищення слабкого ВАР. Для цього, на відміну від прототипу [11], в схемі модернізованого АХА передбачено розпаралелювання потоку очищеної ПГС на виході абсорбера – на канали 16 і 17.

Вочевидь, що більш очищена ПГС зможе поглинути більшу кількість аміаку, а для інтенсифікації процесу випаровування аміаку зі слабкого ВАР слід підтримувати вищу температуру. Д ля цієї мети в схемі модернізованого АХА встановлюються теплоізоляційні покриття 18, 21, 22.

Для підвищення ступеня регенерації тепла міцним ВАР на ділянці транспортування слабкого ВАР до теплообмінника розчинів 11 також передбачається теплоізоляційний кожух 23.

Після теплообмінника розчинів 11 потік слабкого ВАР для підвищення ефективності абсорбції слід охолодити до температури максимально наближеної до температури навколишнього середовища. Для цього передбачено зовнішнє оребрення 24.

Для тієї ж мети – підвищення ефективності процесу абсорбції проводиться і охолодження потоку насиченої ПГС 19, що надходить з випарника розчину 6, за рахунок установки зовнішнього оребрення 24.

Для інтенсифікації теплообміну між потоками ПГС, що надходять і виходять з випарника розчинів 6, передбачено двофазний теплопередавальний пристрій 25, частково заповнений рідким теплоносієм 26.

Для регулювання режиму роботи АХА в широкому діапазоні температур експлуатації шляхом зміни очищення слабкого ВАР в випарнику розчину 6 передбачений спеціальний вентиль 27.

Робоче тіло АХА – ВАР з добавкою інертного газу – водню.

При підведенні тепла в нижній частині генератора 7 утворюються бульбашки пари, що складаються переважно з аміаку. Під дією підйомної сили, бульбашки пари захоплюють за собою збіднену аміаком рідину в верхню частину генератора. З верхньої частини генератора 1 парорідинна суміш потрапляє в сепаратор 8, де рідка фаза (слабкий розчин) стікає в канал 9 і далі в теплообмінник розчинів 11, а пара надходить в дефлегматор 2.

Через деякий час після початку підведення теплового навантаження слабкий ВАР повністю заповнює канал 9 до рівня ▼1 і починає надходити у верхню частину абсорбера 5 на рівень ▼2. При постійній роботі АХА канал слабкого ВАР завжди заповнений розчином до рівня ▼1.

В теплообміннику розчинів 11 потік слабкого ВАР віддає тепло потоку міцного ВАР, що йде йому назустріч з абсорбера 5 в генератор 1. Після цього потік слабкого ВАР додатково охолоджується перед входом в абсорбер 5 в процесі теплообміну оребреної частини 24 із зовнішнім повітрям.

У сепараторі 8 пара, що утворилася, витісняє з дефлегматора 2 і конденсатора 3 водень в випарник аміаку 4 і абсорбер 5.

На початкову ділянку випарника аміаку 4 через гідрозатвор 14 надходить з конденсатора 3 рідкий аміак, а з абсорбера 5 – очищена ПГС. Для вирівнювання тиску по обидві сторони гідрозатвора 14 і стабілізації подачі рідкого аміаку в випарник 4 передбачається вирівнююча магістраль 15.

У випарнику 4 рідкий аміак вступає в контакт з ПГС, що складається переважно з водню. При контакті виникає його інтенсивне випаровування в середу інертного газу при низькому парціальному тиску і, відповідно, при низьких температурах.

Парціальний тиск аміаку і температура випаровування в міру течії аміаку зростають, тобто виробництво штучного холоду в випарнику АХА здійснюється при змінній температурі – від мінімальної до максимальної.

Маючи велику, в порівнянні з воднем, густину, насичена аміаком ПГС з випарника 4 через теплообмінник 13 опускається в нижню частину абсорбера 5. При своєму русі насичена ПГС виштовхує з абсорбера 5 в випарник аміаку 4 очищену ПГС, що містить переважно водень.

Очищена ПГС, що надходить по каналу 17 в випарник розчину 6, в режимі прямотоку контактує зі слабким ВАР, що стікає з сепаратора 8 в абсорбер 5. В результаті тепломасообміну з потоком

слабкого ВАР ПГС нагрівається і насичується аміаком, а слабкий ВАР стає менш насиченим за аміаком.

Потік нагрітої в випарнику розчинів 6 ПГС частково охолоджується в двофазному теплообміннику 25 і обребреному каналі 19 і проходить в нижню частину абсорбера 5. Двофазний теплообмінник 25 частково заповнений рідким теплоносієм 26 і реалізує випарно-конденсаційний цикл з передачею тепла у вигляді теплоти фазового переходу від магістралі 19 до магістралі 17.

У абсорбері 5 ПГС контактує зі слабким по аміаку ВАР, який надходить з генератора 1 через випарник розчинів 6 і теплообмінник розчинів 11. Поглинання пари аміаку з ПГС відбувається в абсорбері слабким ВАР в режимі протитоку з ПГС. Теплота змішування (абсорбції) відводиться до навколишнього середовища.

Очищений від аміаку потік ПГС повертається у випарник аміаку 4, причому перед контактом з рідким аміаком відбувається його деяке охолодження в процесі теплообміну з холодною ПГС в теплообміннику 12.

Таким чином, за рахунок різниці густини ПГС утворюється контур природної циркуляції між випарниками аміаку 4 і розчинів 6 та абсорбером 5.

Насичений аміаком міцний ВАР з рівнем ▼3 через теплообмінник розчинів 11 надходить на вхід генератора 1. Далі цикл роботи АХА повторюється.

## 3. Методика розрахунку термодинамічних параметрів АХА

Методика призначена для визначення питомих теплових навантажень на елементи конструкції при заданих параметрах робочого тіла в характерних точках (вхід-вихід елементів) з подальшим визначенням енергетичної ефективності холодильного циклу АХА.

У вигляді допущення вважатимемо адіабатними робочі зони АХА, закриті теплоізоляцією.

Вихідними даними для термодинамічного розрахунку є:

а) склад робочого тіла;

б) повний тиск $P$;

в) перепад парціальних тисків аміаку на вході у випарник (виході з абсорбера) $\Delta P_{\text{Н}}$ і виході з випарника (вході в абсорбер) $\Delta P_{\text{В}}$;

г) температури:

1) нижча (вища) випаровування $v_{\min}(v_{\max})$;

2) навколишнього середовища $t_{\text{н.с}}$;

3) температури потоків в характерних точках циклу;

д) різниці температур в характерних точках циклу, що характеризують недорекуперацію тепла і втрати в навколишнє середовище $\Delta t_{i.}$ .

**Випарник аміаку.** Розглядається спрощена конструкція, в якій режим випаровування аміаку в ПГС прямоточний. Послідовність розрахунку приведена нижче [13].

На першому етапі знаходять:

а) тиск насичення рідкого аміаку:

1) нижчий на початку процесу випаровування

$$P_{\text{Н}} = f\left(v_{\max}\right). \tag{1}$$

2) вищий в кінці процесу випаровування

$$P_{\text{В}} = f\left(v_{\max}\right). \tag{2}$$

б) парціальний тиск парів аміаку в потоці ПГС на початку і кінці випаровування

$$P_{x(\min)} = P_{\text{Н}} - \Delta P_{\text{Н}}. \tag{3}$$

$$P_{x(\max)} = P_{\text{В}} - \Delta P_{\text{В}}. \tag{4}$$

в) парціальний тиск інертного газу в потоці ПГС на початку і кінці випаровування

$$P_{\Gamma(\min)} = P - P_{x(\min)}. \tag{5}$$

$$P_{\Gamma(\max)} = P - P_{x(\max)}. \tag{6}$$

г) об'ємну концентрацію аміаку в потоці ПГС на початку і кінці випаровування

$$\varphi_{x(\min)} = \frac{P_{x(\min)}}{P}. \tag{7}$$

$$\varphi_{x(\max)} = \frac{P_{x(\max)}}{P}. \tag{8}$$

д) масову концентрацію аміаку в потоці ПГС на початку і кінці випаровування:

$$\xi_{x(\min)} = \left[\left(\frac{1}{\varphi_{x(\min)}} - 1\right)\frac{\mu_{\Gamma}}{\mu_x} + 1\right]^{-1}. \tag{9}$$

$$\xi_{x(\max)} = \left[\left(\frac{1}{\varphi_{x(\max)}} - 1\right)\frac{\mu_{\Gamma}}{\mu_x} + 1\right]^{-1}. \tag{10}$$

Розрахунок проводять для 1 кг аміаку, який випаровується, що дозволяє з урахуванням значень $\xi_{x(\min)}$ і $\xi_{x(\max)}$, визначити:

а) питому кількість циркулюючого (баластного) аміаку в потоці ПГС між випарником і абсорбером

$$M_X = \frac{B}{A-B}, \qquad (11)$$

де $A = \frac{1-\xi_{x(\min)}}{\xi_{x(\min)}}; \quad B = \frac{1-\xi_{x(\max)}}{\xi_{x(\max)}}.$

б) кількість циркулюючого водню в потоці ПГС між випарником і абсорбером.

На другому етапі визначають:

а) температуру потоків ПГС і рідкого аміаку на вході у випарник

$$\Theta'_V = t_{\text{н.с}} + \Delta t_1. \qquad (12)$$

$$v'_V = t_{\text{н.с}} + \Delta t_2. \qquad (13)$$

б) температуру потоку ПГС $\Theta_V^S$ на початку процесу випаровування при прямоточном русі визначають залежно від нижчої температури випаровування ($v_{\min}$) і концентрації потоку бідної ПГС ($\xi_{x(\min)}$) при рівності числа Льюїса $Le$ = 1 наступним чином [14]

$$\Theta_V^S = v_{\min} - \frac{r_{v(\min)}}{C_{VGM}}\left(\frac{\rho''_{x(\min)} - \rho_{x(VGM)}}{\rho_{x(VGM)} + \rho_{\Gamma(VGM)}}\right), \qquad (14)$$

де $r_{v(\min)}$ – теплота пароутворення аміаку при $v_{\min}$, Дж/кг; $C_{VGM}$ – теплоємність потоку очищеної ПГС при температурі на вході в основний канал $\Theta_V^S$, Дж/(кг·К); $\rho''_{x(\min)} = f\left(v_{\min}\right), \rho_{x(VGM)} = f\left(\Theta_V^S, P_{x(\min)}\right)$, $\rho_{\Gamma(VGM)} = f\left(\Theta_V^S, P_{\Gamma(\min)}\right)$ – густина насиченої пари аміаку, перегрітої пари аміаку і інертного газу, відповідно, кг/м$^3$;

$\Theta_V^S$ – знаходять ітераційним методом до отримання заданої точності, починаючи зі значення $\Theta_V^S = v_{\min}$.

в) температуру потоку рідкого аміаку на вході у випарник приймають рівною мінімальній температурі випаровування ($v_{\min}$);

г) температуру потоку ПГС на виході з випарника розраховують, як

$$\Theta''_V = \Theta'_V - \Delta t_3. \qquad (15)$$

Далі проводиться розрахунок теплових параметрів в наступній послідовності:

а) з використанням довідкових даних [15] і апроксимаційних співвідношень [16] визначають питому ентальпію перегрітих парів аміаку в ПГС на початку процесу випаровування

$$i_{V(V)}^S = f\left(P_{x(\min)}, \Theta_V^S\right). \qquad (16)$$

а також на вході і виході з випарника

$$i'_{V(V)} = f\left(P_{x(\min)}, \Theta'_V\right). \qquad (17)$$

$$i''_{V(V)} = f\left(P_{x(\min)}, \Theta''_V\right). \qquad (18)$$

б) знаходять питомі ентальпії інертного газу на початку процесу випаровування

$$i_{V(G)}^S = i_{\text{H}_2}^S\left(1-\xi_\Gamma\right) + i_{\text{He}}^S \xi_\Gamma. \qquad (19)$$

і на виході випарника:

$$i''_{V(G)} = i''_{\text{H}_2}\left(1-\xi_\Gamma\right) + i''_{\text{He}} \xi_\Gamma, \qquad (20)$$

де $i_{\text{He}}^S$, $i''_{\text{He}}$ – питома ентальпія гелію на початку процесу випаровування і на виході випарника, кДж/кг; $i_{\text{H}_2}^S$, $i''_{\text{H}_2}$ – питома ентальпія водню на початку процесу випаровування і на виході випарника, кДж/кг.

в) аналогічно з використанням співвідношень (16)-(20) проводять розрахунок питомої ентальпії інертного газу на вході у випарник, як

$$i'_{V(G)} = f\left(\Theta'_V, \xi_\Gamma\right). \qquad (21)$$

г) теплові характеристики переохолодженого потоку рідкого аміаку в випарнику визначають наступним чином:

1) розраховують температуру насичення аміаку в залежності від значення повного тиску в системі $v_{\text{P}}^S = f\ (P)$, а також теплоємність рідкого аміаку $C_{\text{P}}^S = f\left(v_{\text{P}}^S\right)$.

2) визначають значення переохолодження рідкого аміаку щодо температури насичення ($v_{\text{P}}^S$ ) за рахунок теплообміну з навколишнім середовищем

$$\Delta i_{SC(\text{н.с})} = C_{\text{P}}^{S}\left(v_{\text{P}}^{S} - v_{V}'\right). \qquad (22)$$

3) знаючи питому ентальпію насичення як функцію від тиску $i_{\text{P}}^{S} = f\,(P)$, знаходять питому ентальпію переохолодженого потоку рідкого аміаку на вході у випарник

$$i_{V(L)}' = i_{\text{P}}^{S} - \Delta i_{SC(\text{н.с})}. \qquad (23)$$

4) питомі ентальпії рідкого аміаку на початку випаровування $i_{v_{\min}}'$ і перед випаровуванням $i_{V(L)}'$ рівні, так як в зоні контакту з ПГС реалізується своєрідний процес дроселювання – різкого переходу рідини в середу інертного газу.

В цьому випадку

$$i_{v_{\min}}' = i_{V(L)}' = f\left(v_{\min}\right). \qquad (24)$$

д) складають тепловий баланс випарника

$$i_{V(V)}' M_X + i_{V(G)}' M_\Gamma + i_{V(L)}' + q_0 = i_{V(V)}''\left(M_X + 1\right) + i_{V(G)}'' M_\Gamma. \qquad (25)$$

е) з (25) знаходять питому холодопродуктивність випарника

$$q_0 = M_X\left(i_{V(V)}'' - i_{V(V)}'\right) + M_\Gamma\left(i_{V(G)}'' - i_{V(G)}'\right) + i_{V(V)}'' - i_{V(L)}'. \qquad (26)$$

ж) розраховують значення питомої теплоти, що витрачається на переохолодження потоків:

1) рідкого аміаку

$$q_{SC(\text{P.A})} = i_{V(L)}' - i_{v(\min)}'. \qquad (27)$$

2) очищеної ПГС

$$q_{SC(VGM)} = M_\Gamma\left(i_{V(G)}' - i_{V(G)}^{S}\right) + M_X\left(i_{V(V)}' - i_{V(V)}^{S}\right). \qquad (28)$$

**Абсорбер.** На першому етапі визначають температурні параметри в характерних точках (на вході і виході абсорбера):

а) потоків ВАР:

1) слабкого на вході в абсорбер

$$T_{\text{A}}' = t_{\text{н.с}} + \Delta t_4. \qquad (29)$$

2) міцного на виході з абсорбера

$$T_{\text{A}}'' = t_{\text{н.с}} + \Delta t_5. \qquad (30)$$

б) потоків ПГС:

1) насиченої на вході в абсорбер

$$\Theta_{\text{A}}' = t_{\text{н.с}} + \Delta t_6. \qquad (31)$$

2) очищеної на виході з абсорбера

$$\Theta_{\text{A}}'' = t_{\text{н.с}} + \Delta t_7. \qquad (32)$$

На другому етапі знаходять питомі ентальпії в цих точках:

а) для потоку слабкого ВАР:

$$i_{\text{A}(W)}^{S} = i_{\text{A}(W)}' = f\left(T_{\text{A}}', \xi_W\right). \qquad (33)$$

б) для потоку міцного ВАР:

$$i_{\text{A}(f)}^{S} = i_{\text{A}(f)}'' = f\left(T_{\text{A}}'', \xi_f\right). \qquad (34)$$

де $\xi_W$ і $\xi_f$ – масові концентрації слабкого і міцного ВАР, що визначаються залежно від $P_{x(\min)}$ і $T_{\text{A}}'$, а також $P_{x(\max)}$ і $T_{\text{A}}''$, відповідно.

На третьому етапі визначають теплові характеристики потоку ПГС з використанням співвідношень (16)-(21):

а) насиченої ПГС (на вході в абсорбер):

1) питома ентальпія парів аміаку

$$i_{\text{A}(V)}' = f\left(P_{x(\max)}, \Theta_{\text{A}}'\right). \qquad (35)$$

2) питома ентальпія інертного газу

$$i_{\text{A}(G)}' = f\left(\Theta_{\text{A}}', \xi_\Gamma\right). \qquad (36)$$

б) очищеної ПГС (на виході абсорбера):

1) питома ентальпія парів аміаку

$$i_{\text{A}(V)}'' = f\left(P_{x(\min)}, \Theta_{\text{A}}''\right). \qquad (37)$$

1) питома ентальпія інертного газу

$$i_{\text{A}(G)}'' = f\left(\Theta_{\text{A}}'', \xi_\Gamma\right). \qquad (38)$$

Далі з урахуванням знайдених значень $\xi_W$ і $\xi_f$

знаходять питомі витратні характеристики потоків:

а) аміаку в ВАР на вході в абсорбер

$$M_{\text{A(A)}} = \frac{\left(\dfrac{1-\xi_f}{\xi_f}\right)}{\left(\dfrac{1-\xi_W}{\xi_W}\right)-\left(\dfrac{1-\xi_f}{\xi_f}\right)}. \qquad (39)$$

б) води в ВАР в абсорбері

$$M_{\text{A(B)}} = M_{\text{A(A)}}\left(\frac{1-\xi_W}{\xi_W}\right). \qquad (40)$$

в) слабкого ВАР на вході в абсорбер

$$M_{\text{A}(W)} = M_{\text{A(A)}} + M_{\text{A(B)}}. \qquad (41)$$

г) міцного ВАР на виході абсорбера

$$M_{\text{A}(f)} = M_{\text{A}(W)} + 1. \qquad (42)$$

Рівняння теплового балансу потоків по абсорберу АХА

$$\begin{aligned} & i'_{\text{A}(W)}M_{\text{A}(W)} + i'_{\text{A}(V)}\left(M_X + 1\right) + i'_{\text{A}(G)}M_{\Gamma} = \\ & = i''_{\text{A}(f)}M_{\text{A}(f)} + i''_{\text{A}(V)}M_X + i''_{\text{A}(G)}M_{д} + q_{\text{A}}. \end{aligned} \qquad (43)$$

Питома теплове навантаження абсорбера

$$\begin{aligned} & q_{\text{A}} = \left(i'_{\text{A}(W)}M_{\text{A}(W)} - i''_{\text{A}(f)}M_{\text{A}(f)}\right) + \\ & + M_X\left(i'_{\text{A}(V)} - i''_{\text{A}(V)}\right) + M_{\Gamma}\left(i'_{\text{A}(G)} - i''_{\text{A}(G)}\right). \end{aligned} \qquad (44)$$

**Дефлегматор.** Призначений для повного очищення потоку аміаку, що надходить в конденсатор, від парів води.

З урахуванням повного очищення парів аміаку визначають ентальпію потоку, що надходить в конденсатор $i''_D = f(P)$, а по вхідний температурі і тиску – параметри вхідного парового потоку

$$\xi''_{G(D)} = f\left(t''_{G(f)}, P\right); \qquad (45)$$

$$i''_{G(D)} = f\left(t''_{G(f)}, P\right) \qquad (46)$$

і параметри флегми, що уходить

$$\xi'_{G(D)} = f\left(t''_{G(f)}, P\right); \qquad (47)$$

$$i'_{G(D)} = f\left(t''_{G(f)}, P\right) \qquad (48)$$

Наведені витратні характеристики флегми, що стікає, знаходять за допомогою співвідношень, отриманих з рівняння матеріального балансу дефлегматора:

а) вихідні константи

$$G_1 = \left(\frac{1-\xi'_{G(D)}}{\xi'_{G(D)}}\right); \qquad G_2 = \left(\frac{1-\xi''_{G(D)}}{\xi''_{G(D)}}\right). \qquad (49)$$

б) кількість аміаку у флегмі

$$M_{X(D)} = \frac{G_1}{G_2 - G_1}. \qquad (50)$$

в) кількість води у флегмі

$$M_{A(D)} = M_{X(D)}G_2. \qquad (51)$$

г) наведена кількість флегми, що стікає

$$M_{F(D)} = M_{X(D)} + M_{A(D)}. \qquad (52)$$

Аналогічним чином по температурі $t'_{G(f)}$ і повному тиску визначаються параметри вхідного парового потоку $\left(\xi''_{G(D)}, i''_{G(D)}\right)$ і флегми, що уходить $\left(\xi'_{G(D)}, i'_{G(D)}\right)$.

**Генераторний вузол.** З урахуванням вихідних даних розраховують параметри в характерних точках генераторного вузла:

а) температуру потоку міцного ВАР на вході в генератор

$$T_{G(f)} = T'_{LH(W)} - \Delta t. \qquad (53)$$

б) температуру і концентрацію парорідинного потоку на виході з генератора, відповідно

$$T''_T = f\left(\xi_W, P\right), \qquad \xi''_T = f\left(\xi_W, P\right). \qquad (54)$$

в) масову концентрацію парового потоку і стікає флегми з дефлегматора, відповідно

$$\xi''_{G(D)} = f\left(T'_R, P\right); \quad (55)$$

$$\xi'_{G(D)} = f\left(T'_R, P\right); \quad (56)$$

Питомі теплові навантаження на елементи генераторного вузла:

$$q_G = i^S_{V(T)}\left(1 + M_{F(D)}\right) + i^S_{L(T)} M_{A(W)} - i'_T. \quad (57)$$

де $i^S_{L(T)}$ і $i^S_{LH(W)}$ – питомі ентальпії парової і рідкої фази в стані насичення на виході генератора – визначають за значенням повного тиску і масової концентрації $\xi_W$; $i'_{LH(W)}$ – питомі ентальпії на виході (вході) CW (LH) – знаходять за значенням температури $T'_{LH(W)}$.

**Конденсатор.** Повний тиск в системі визначає значення питомих ентальпій насичених потоків аміаку

$$i^S_{K(V)} = f\left(P\right); \qquad i^S_{K(L)} = f\left(P\right). \quad (58)$$

Питома теплове навантаження конденсатора

$$q_{\text{К}} = i^S_{K(V)} - i^S_{K(L)}. \quad (59)$$

Температура конденсації пари аміаку

$$t^S_{\text{К}} = f\left(P\right). \quad (60)$$

**Рідинний теплообмінник**. Питомі ентальпії переохолоджених потоків на «холодному» кінці РТО визначають з використанням наступних співвідношень:

а) для потоку міцного ВАР

$$i'_{LH(f)} = i^S_{A(f)} - c_f\left(T^S_{A(f)} - T'_{LH(f)}\right). \quad (61)$$

б) для потоку слабкого ВАР

$$i''_{LH(W)} = i^S_{A(W)} - c_W\left(T^S_{A(W)} - T'_{LH(f)} - \Delta t_9\right), \quad (62)$$

де $c_f$ і $c_W$ – теплоємність міцного і слабкого ВАР, відповідно.

На «гарячому» кінці РТО значення питомих ентальпій $i''_{LH(W)}$ і $i'_{LH(W)}$ визначені раніше.

Питому теплове навантаження РТО знаходять з теплового балансу

$$q_{LH} = M_{A(f)}\left(i'_{LH(f)} - i''_{LH(f)}\right) + M_{A(W)}\left(i'_{LH(W)} - i''_{LH(W)}\right). \quad (63)$$

**Балансові рівняння.**

У загальному випадку рівняння теплового балансу АХА має вигляд

$$q_0 + q_G = q_{\text{К}} + q_{\text{А}} + q_W + q_{v-g}, \quad (64)$$

де $q_w$, $q_{v\text{-}g}$ – питомі теплові навантаження оребрених каналів, відповідно, слабкого ВАР і ПГС, що надходить в абсорбер з випарника розчину.

При наявності в межах заданої точності балансу розраховують тепловий коефіцієнт циклу АХА:

$$\eta = \frac{q_0}{q_T}, \quad (65)$$

який є основним критерієм енергетичної ефективності циклу АХА.

Після проведення термодинамічного розрахунку АХА з урахуванням значення холодопродуктивності $Q_0$ (отриманої або наперед заданої) визначають теплові навантаження на елементи:

$$Q_i = \frac{Q_0}{q_0} q_i. \quad (66)$$

Результати розрахунків за наведеною методикою є вихідними для подальшого конструктивного розрахунку елементів АХА. Необхідно відзначити, що за винятком температури навколишнього середовища, яка жорстко регламентується нормативними документами [2], всі інші вихідні параметри потоків робочого тіла можуть бути обрані лише на основі результатів експериментальних досліджень побутових абсорбційних холодильників і морозильників.

З використанням запропонованої методики розрахунку був виконаний аналіз термодинамічного циклу об'єкта дослідження.

## 4. Висновки

Було показано, що склад інертного газу не впливає на ефективність циклу. Заміна водню

гелієм призводить лише до зростання кількості циркулюючого газу в 2 рази, що ускладнює роботу контуру природної циркуляції між абсорбером і випарниками аміаку і розчину.

Максимальну ефективність має АХА, що працює в діапазоні температур охолодження – від -18 до +12°С. При цьому визначальний вплив на енергетичну ефективність надає температура кінця випаровування.

Результати енергетичного аналізу АХА дозволили сформулювати ряд рекомендацій для розробників:

а) необхідно забезпечувати максимальне переохолодження потоку рідкого аміаку з максимальним наближенням до температурі навколишнього середовища – при переохолодженні потоку аміаку щодо його температури конденсації ($\Delta t_{ПО}$) тепловий коефіцієнт циклу АХА зростає (при $\Delta t_{ПО}$ = 10°С – η = 19%; $\Delta t_{ПО}$ = 20°С – η = 28%);

б) необхідно забезпечувати максимальне переохолодження потоку слабкого ВАР на вході в абсорбер з максимальним наближенням до температури навколишнього середовища.

Вивчено можливість зниження рівня температур джерела тепла за рахунок включення до складу схеми АХА випарника розчинів [11]. При аналізі був використаний оригінальний метод, заснований на балансі питомих потоків компонентів робочого тіла АХА і граничних умов в характерних точках циклу. Було показано обмеження за рівнем мінімальних температур кипіння в генераторі АХА (від 90 °С) при роботі в актуальних кліматичних умовах систем отримання води з атмосферного повітря.

Необхідні для розрахунку випарника розчину вихідні дані можна отримати в результаті моделювання процесів тепломасообміну в наближенні адіабатності процесів.

## Особистий внесок авторів CRediT

**Біленко Н.О.:** перевірка, верифікація, візуалізація, програмне забезпечення, написання – огляд та редагування, адміністрування. **Тітлов О.С.:** концептуалізація, ресурси, методологія, дослідження, формальний аналіз, написання – оригінальний проект.

## Література


1. **Б. Болин, Б. Р. Деес, Дж. Ягер и др.** Парниковый эффект, изменение климата и экосистемы; пер. с англ. М. Я. Антоновского. – Л.: Гидрометеоиздат, 1989. – 558 с.

2. Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань: ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) – К.: Держстандарт України, 1996. – 22 с.

3. **Железный В. П., Жидков В. В.** Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике. – Донецк, 1996. – 144 с.

4. **Manish Thimmaraju, Divya Sreepada, Gummadi Sridhar Babu, Bharath Kumar Dasari, Sai Kiran Velpula and Nagaraju Vallepu.** Desalination of Water // Submitted: March 5th 2018, Reviewed: May 14th 2018 Published: September 19th 2018. DOI: 10.5772/intechopen.78659.

5. **Shobhit Srivastava, Avadhesh Yadav.** Water generation from atmospheric air by using composite desiccant material through fixed focus concentrating solar thermal power // Solar Energy. – 2018. – Vol. 169. – P. 302-315. DOI: 10.1016/j.solener.2018.03.089.

6. **Sahar Zolfagharkhani, Mohammad Zamen, Mohammad Mohsen Shahmardan**. Thermodynamic analysis and evaluation of a gas compression refrigeration cycle for fresh water production from atmospheric air // Energy Conversion and Management. – 2018. – Vol. 170. – P. 97-107. DOI: 10.1016/j.enconman.2018.05.016

7. **Василів О.Б., Тітлов О.С., Осадчук Є.О.** Патент на корисну модель № 100195 Україна, МПК(2015.01) E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/00. Спосіб одержання води з атмосферного повітря. – № u201501512; заявл. 20.02015; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 9.

8. **Осадчук Е. А., Титлов А. С., Кузаконь В. М., Шлапак Г. В.** Разработка схем насосных и безнасосных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин для работы в системах получения воды из атмосферного воздуха // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – № 3/3(23). – С. 30-37. DOI: 10.15587/2312-8372015.44139.

9. **Осадчук Е. А., Титлов А. С., Васылив О. Б., Мазуренко С. Ю.** Поиск энергетически эффективных тепловых режимов водоаммиачной абсорбционной холодильной машины в системах получения воды из атмосферного воздуха // Наукові праці ОНАХТ. – 2014. – Т. 45(1). – С. 65-69.

10. Абсорбційна холодильна машина: Патент на корисну модель№ 57849 Україна. – № 2001031479; заявл. 03.09.1999; опубл. 15.07.2003, Бюл. № 7.

11. **A. Busso, J. Franco, N. Sogari, M. Caceres.**

Attempt of integration of a small commercial ammonia-water absorption refrigerator with a solar concentrator: Experience and results // International Journal of Refrigeration. – 2011. – Vol. 34. – Issue 8. – P. 1760-1775. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.07.004.
12. **Gutiirrez F.** Behavior of a household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation // Solar Energy. – 1988. – Vol. 40. – No. 1. – P. 17-23.
13. **Титлов А. С.** Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов // Наукові праці ОНАХТ. – 2008. – № 34. – С. 295-303.
14. **Тітлов О. С.** Методика розрахунку термодинамічних параметрів циклу абсорбційно-дифузійних холодильних машин (АДХМ) // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1997. – № 17. – С. 272-276.
15. **Богданов С. Н., Бурцев С. И., Иванов О. П., Куприянова А. В.** Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ. Справочник. – Санкт-Петербург: СПбГАХПТ (Санкт-Петербургская государственная академия холода и пищевых технологий), 1999. – 320 с.
16. **Осадчук Е. А., Титлов А. С.** Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – № 1(39). – С. 178-182.

Отримана в редакції 26.01.2021, прийнята до друку 08.02.2021

## Development absorption refrigeration unit on low-grade thermal energy source

***N. Bilenko*[1], *O. Titlov*✉[2]**
[1,2]Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine
✉ e-mail: [1]natalibilenco@gmail.com; [2]titlov1959@gmail.com
ORCID: [1]http://orcid.org/0000-0002-6164-7954; [2]https://orcid.org/0000-0003-1908-5713

*It is shown that one of the known directions of partial elimination of water deficit can be systems for obtaining water from atmospheric air, in which refrigerating machines or units provide a temperature below the dew point temperature. When choosing the types of refrigeration machines or units for these systems, the use of solar energy may be promising, in particular, solar collectors, which are widely used in the world for heating in the cold and transitional periods of the year, as well as for household and sanitary and hygienic needs. Here, absorption ammonia-water systems have great prospects, which, in contrast to lithium bromide analogs, have the ability to work with air-cooled heat dissipating elements. At the same time, the use of ammonia-water absorption refrigeration systems in systems for obtaining water from the atmosphere is difficult due to the insufficient temperature level of the solar energy source. The object of research is a modernized absorption refrigeration unit (ARU), in which additional purification of a weak ammonia-water solution (AWS) is carried out by evaporating part of the ammonia into a vapor-gas mixture. A calculation method has been developed for determining the specific thermal loads on structural elements for given parameters of the working fluid at characteristic points (input-output of elements) with the subsequent determination of the energy efficiency of the refrigerating cycle of the ARU. It has been shown that the composition of the inert gas does not affect cycle efficiency. Replacing hydrogen with helium leads only to a 2-fold increase in the amount of circulating gas, which complicates the operation of the natural circulation circuit between the absorber and the evaporators of ammonia and solution. ARU has the maximum efficiency, operating in the cooling temperature range - from -18 to +12 °C, while the temperature of the end of evaporation has a decisive influence on the energy efficiency. The results of the energy analysis of ARU made it possible to formulate a number of recommendations for developers. It is noted that the initial data necessary for calculating the evaporator of the solution can be obtained as a result of modeling the processes of heat and mass transfer in the approximation of the adiabaticity of the processes.*
***Keywords:*** *Absorption refrigeration unit; Ammonia-water solution; Solar energy; Water production from atmospheric air; Cycle calculation method*

## References


1. **Bolin, B., Doos, B.R., Jager, J. et al.** (1989) Greenhouse Effect, Climate Change and Ecosystems. *NY: Wiley, 574.*

2. Household refrigerating appliances. Operational characteristics and test methods: DSTU 3023-95 (GOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) (1996). *K.: State Standard of Ukraine, 22.*

3. **Zhelezny, V.P, Zhidkov, V.V.** (1996) Ecological and energy aspects of the introduction of alternative refrigerants in refrigeration technology. *Donetsk, 144.*

4. **Manish Thimmaraju, Divya Sreepada, Gummadi Sridhar Babu, Bharath Kumar Dasari, Sai Kiran Velpula and Nagaraju Vallepu** (2018) Desalination of Water. *Submitted: March 5th 2018, Reviewed: May 14th 2018 Published: September 19th 2018.*

5. **Shobhit, Srivastava, Avadhesh, Yadav.** (2018) Water generation from atmospheric air by using composite desiccant material through fixed focus concentrating solar thermal power. *Solar Energy, 169, 302-315.*

6. **Zolfagharkhani, Sahar, Zamen, Mohammad, Mohsen Shahmardan, Mohammad** (2018) Thermodynamic analysis and evaluation of a gas compression refrigeration cycle for fresh water production from atmospheric air. *Energy Conversion and Management. 170, 97-107.*

7. **Vasyliv, O.B., Titlov, O.S, Osadchuk, Ye.A.** (2015) Utility model patent № 100195 Ukraine, IPC (2015.01) E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/00. The method of obtaining water from atmospheric air. *u201501512; declared 20.02015; publ. 10.07.2015, Bull. № 9.*

8. **Osadchuk, Ye.A., Titlov, A.S., Kuzakon, V.M., Shlapak, G.V.** (2015) Development of schemes of pumping and non-pumping absorption ammonia-water refrigerating machines for work in systems for obtaining water from atmospheric air. *Technological audit and production reserves, 3/3 (23), 30-37.*

9. **Osadchuk, Ye.A., Titlov, A.S., Vasyliv, O.B., Mazurenko, S.Yu.** (2014) Search for energy efficient thermal modes of ammonia-water absorption refrigeration machine in systems for obtaining water from atmospheric air. *Naukovi pratsi ONAFT, 45 (1), 65-69.*

10. Absorption refrigeration machine (2003) Utility model patent№ 57849 Ukraine. *2001031479; declared 03.09.1999; publ. 15.07.2003, Bull. № 7.*

11. **Busso, A., Franco, J., Sogari, N., Caceres, M.** (2011) Attempt of integration of a small commercial ammonia-water absorption refrigerator with a solar concentrator: Experience and results. *International Journal of Refrigeration, 34, 8, 1760-1775*

12. **Gutiirrez, F.** (1988) Behavior of a household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation. *Solar Energy, 40, 1, 17-23.*

13. **Titlov, A.S.** (2008) Increasing the energy efficiency of absorption refrigeration devices. *Naukovi pratsi ONAFT, 34, 295-303.*

14. **Titlov, O.S.** (1997) Method of calculation of thermodynamic parameters of the cycle of absorption-diffusion refrigeration machines (ADRM). *Naukovi pratsi of the Odessa State Academy of Food Technologies, 17, 272-276.*

15. **Bogdanov, S.N., Burtsev, S.I., Ivanov, O.P., Kupriyanova, A.V.** (1999) Refrigeration equipment. Air conditioning. Properties of substances. Directory. *St. Petersburg: SPbSACFT (St. Petersburg State Academy of Cold and Food Technologies), 320.*

16. **Osadchuk, Ye.A., Titlov, A.S.** (2011) Analytical dependencies for calculating thermodynamic parameters and thermophysical properties of ammonia-water solution. *Naukovi pratsi ONAFT, 1 (39), 178-182.*


Received 26 January 2021
Approved 08 February 2021
Available in Internet 11 February 2021