

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.575

Моделювання циклів абсорбційних холодильних агрегатів періодичної дії

О. С. Тітлов^{✉1}, М. Є. Озолін², В. В. Кравченко³¹⁻³ Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ¹titlov1959@gmail.comORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; ²<https://orcid.org/0000-0002-2522-599X>;³<https://orcid.org/0000-0003-1987-0092>

Для роботи з низькопотенційними джерелами теплової енергії розроблено алгоритм розрахунку циклів абсорбційних водоаміачних холодильних агрегатів (АВХА) періодичної дії (ПД). Перевагами абсорбційних холодильних установок періодичної дії є простота конструкції та можливість використання у якості гріючого джерела будь-якого тепла та палива. При розрахунках важливо розуміти, що особливістю цих машин є стаціонарність процесів. Термодинамічний розрахунок циклу АВХА ПД проведений для діапазону режимних параметрів: а) температура гріючого джерела (на стінці генератора) – 65...95 °С; б) температура холодного джерела (температура атмосферного повітря) – 25...45 °С. Робоче тіло – водоаміачний розчин (ВАР). У розрахунках прийнято максимальну робочу температуру в зоні охолодження 10 °С. Отримано розрахункові залежності: а) максимального та мінімального складу (по ВАР); б) максимального складу в зоні абсорбера-випарника; в) залежності максимального тиску в системі. Показано, що при збільшенні температури гріючого джерела знижується частка аміаку в зоні генератора-абсорбера, що дозволяє в період охолодження отримати більш високий потенціал процесу абсорбції, тобто можна збільшити холодопродуктивність АВХА ПД та продуктивність із вилучення води з атмосферного повітря. При зростанні температури гріючого джерела від 65 °С до 95 °С мінімальна температура в зоні охолодження знижується від +7 °С до -17 °С. Зі збільшенням температури атмосферного повітря холодопродуктивність АВХА ПД знижується, причому особливо помітна ця тенденція при великих частках аміаку у зоні генерації. Проведена оцінка холодопродуктивності АВХА ПД показала, що вона зростає зі збільшенням температур гріючого джерела. Причому при більш низьких значеннях температури атмосферного повітря ця тенденція більш явна; за низької температури атмосферного повітря можна отримати максимальні значення холодопродуктивності АВХА ПД, збільшивши кількість аміаку в зоні генерації. Запропоновано схему конструкції АВХА ПД для роботи у складі системи отримання води з атмосферного повітря. Установка є системою з двох каналів. Для інтенсифікації процесу конвективного та променевого теплообміну, поверхні робочих зон оснащені плоскими ребрами: на генераторі-абсорбері встановлені два горизонтальні та одне вертикальне ребро, а на абсорбері-випарнику – два вертикальні ребра. Задля більшої періодичності роботи було запропоновано встановити захисний екран, виконаний таким чином, щоб у період розрядки повністю закривати генератор-абсорбер від сонячного випромінювання. Для інтенсифікації процесу конденсації води з атмосферного повітря встановлений вентилятор, який разом із екраном живиться встановленою термоелектричною батареєю.

Ключові слова: Водоаміачний абсорбційний холодильний агрегат періодичної дії; Термодинамічний розрахунок циклу; Сонячні колектори; Системи одержання води з атмосферного повітря

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i4.2211>

© 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

Цикли АВХА реалізовані в насосній та безнасосній схемі. Насосні схеми мають більшу енергетичну ефективність, але мають у своєму складі циркуляційний насос і не є автономними. Безнасосні схеми – автономні, але недостатньо ефективні.

Робоче тіло насосних АВХА – водоаміачний розчин (ВАР), безнасосних – ВАР із додаванням інертного газу (водню).

Однією з особливостей АВХА є взаємозалежність температур у характерних процесах циклу – температури гріючого середовища $t_{гр}$, температури охолоджуючого середовища $t_{сер}$, температури об'єкта охолодження $t_{об}$. З трьох температур довільно можуть бути задані дві [1-7].

Як показує практика, робота холодильної установки повинна забезпечувати заданий рівень охолодження ($t_{об}$, °C), а сама установка працюватиме у відповідних кліматичних умовах, тобто при заданій температурі охолоджуючого середовища. Тому, реальним параметром, який може змінюватися є лише температура гріючого джерела.

Сучасні методики розрахунку [8-11] не враховують таку взаємозалежність температур в абсорбційному холодильному циклі, оскільки допускають наявність джерела теплової енергії з необхідним температурним потенціалом.

У той же час, аналіз параметрів джерел прямої та альтернативної теплової енергії показує, що значна їх частина не може бути використана для реалізації традиційних циклів АВХА через недостатньо високий температурний потенціал. До цих джерел відносяться гази двигунів внутрішнього згоряння, геотермальні джерела і сонячні колектори.

Для роботи з низькопотенційними джерелами теплової енергії розроблено алгоритм розрахунку циклів АВХА періодичної дії (ПД).

Перевагами абсорбційних холодильних установок періодичної дії є простота конструкції та можливість використання в якості гріючого джерела будь-якого скидного тепла та типу палива. При розрахунках важливо розуміти, що особливістю цих машин є нестационарність процесів.

Проведення варіантних та оптимізаційних розрахунків циклів АВХА неможливе без використання даних про термодинамічні властивості ВАР. На сьогодні немає єдиного рівняння стану ВАР, яке задовільно описує його властивості в широкому діапазоні температур і тисків, що пов'язано з фізико-хімічною аномальністю системи вода-аміак. Тому використання табличних даних досі не втратило актуальності.

Вибір системи MathCAD до розрахунку циклу АВХА пов'язані з простотою використання графічного інтерфейсу системи. Була розроблена підсистема бібліотечних функцій термодинамічних та теплофізичних властивостей чистого аміаку та ВАР, заснована на використанні стандартних функцій апроксимації (лінійної або сплайнової) системи MathCAD.

Можливе використання табличних даних, залежно від набору двох довільних параметрів стану термодинамічної системи вода-аміак. Таке розширення базового набору дозволяє проводити розрахунок циклу АВХА за різних варіацій вихідних даних.

2. Алгоритм розрахунку циклів АВХА ПД

Схема потоків в АВХА ПД у різні періоди його роботи наведено на рис.1.

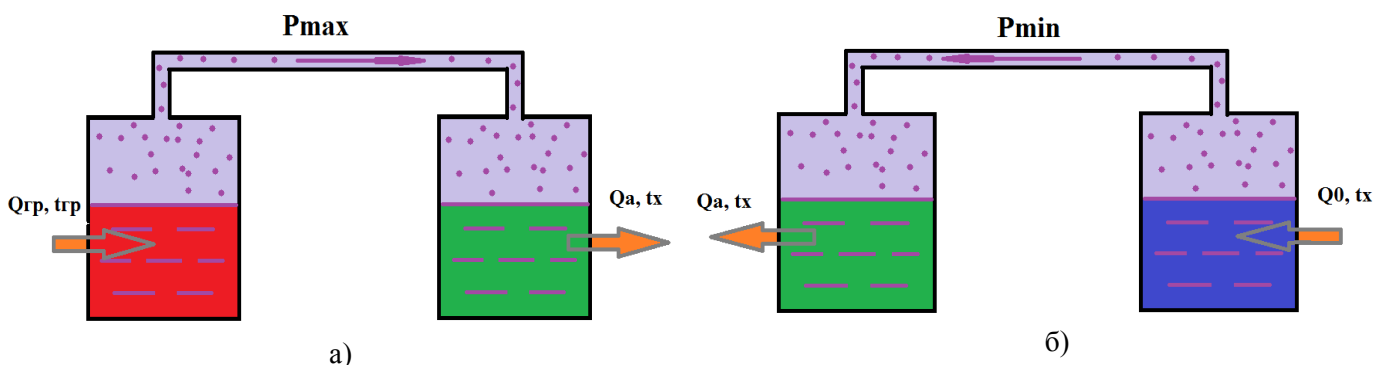


Рисунок 1 – Схема потоків тепла та маси під час роботи АВХА ПД:
а) – робота у період зарядки; б) – робота у період охолодження

У період зарядки АВХА ПД, на генератор (червоний колір на рис. 1.а)) надходить тепловий потік Q_{cp} при температурі t_{cp} .

У початковий період, коли зони АВХА ПД знаходяться за однакових температур, рівних температурі навколишнього середовища, склад робочого тіла (ВАР) однаковий в обох зонах.

Абсорбер-випарник (зелений колір на рис.1.а) знаходиться при температурі атмосферного повітря $t_{сер}$ та відводить теплоту абсорбції Q_a .

У період зарядки (рис. 1.а)) відбувається переміщення переважно легкокиплячого компонента (аміаку) з генератора-абсорбера (Г-А) в зону абсорбера-випарника (А-В). Температура при цьому в Г-А збільшується від температури навколишнього середовища до певної температури t_{cp} , значення якої визначається початковим складом ВАР. Наприкінці процесу випарювання, температура в Г-А $t_{cp} \Rightarrow \max$, тиск у системі також максимальний, а температуру А-В приймаємо постійною та рівною $t_{сер}$. У той же час, максимальна частка аміаку у ВАР знаходиться в А-В, а мінімальна – у Г-А.

У період охолодження (рис. 1.б)), зона Г-А перетворюється на область температур довкілля, тобто тепловий потік від джерела тепла блокується, але в зовнішню поверхню подається зовнішнє повітря. За рахунок усунення рівноваги у ВАР, при зниженні температури в Г-А система переходить у зону знижених тисків. У внутрішньому обсязі АВХА ПД тиск падає до мінімального (первинний момент) значення P_{min} . Насичений аміаком ВАР в А-В у цей момент закипає із відведенням тепла від потоку зовнішнього повітря. При охолодженні ВАР, Г-А з навколишнього середовища за рахунок різниці температур виникає тепловий потік Q_0 , який і є холодопродуктивністю АВХА ПД. Пара аміаку, що утворюється, абсорбується в зоні Г-А з відведенням теплоти абсорбції Q_a в навколишнє середовище з температурою t_x . У цьому процесі відбувається монотонне збільшення тиску з відповідним зростанням температури у зоні А-В. Повітряний потік, який омиває зовнішню поверхню А-В, охолоджується до температур нижче за точку роси, і з нього випадає конденсат води. Процес охолодження відбувається до встановлення температурної рівноваги в зонах Г-А та А-В.

Для практичної реалізації запропонованого способу одержання води з атмосферного повітря необхідно оцінити холодопродуктивність АВХА ПД під час роботи в різних кліматичних умовах, з

перспективою максимального використання в сухих спекотних зонах планети. Ця холодопродуктивність визначатиметься кількістю тепла, відібраного від повітря при його охолодженні нижче температури точки роси В.

У зв'язку з цим, вихідні дані включатимуть температуру та вологовміст атмосферного повітря та можливу максимальну температуру гріючого джерела t_{cp} .

На початковому етапі розрахунку необхідно задатися рівноважним початковим складом ВАР – $x_{поч}$ (у рідкій фазі) та $y_{поч}$ (у паровій фазі). При розрахунку приймемо кількість ВАР у Г-А та А-В однаковим. При рівності температур $t_x^{Г-А} = t_x^{А-В}$ склад фаз буде визначатися як:

а) для рідкої фази:

$$x_{Г-А}^{поч} = \frac{m_{Г-А(x)}^A}{m_{Г-А(x)}^A + m_{Г-А(x)}^B} = x_{А-В}^{поч} = \frac{m_{А-В(x)}^A}{m_{А-В(x)}^A + m_{А-В(x)}^B} \quad (1)$$

$$y_{Г-А}^{поч} = \frac{m_{Г-А(y)}^A}{m_{Г-А(y)}^A + m_{Г-А(y)}^B} = y_{А-В}^{поч} = \frac{m_{А-В(y)}^A}{m_{А-В(y)}^A + m_{А-В(y)}^B} \quad (2)$$

У період зарядки (рис. 1.а)) із зони Г-А в зону А-В переходить деяка кількість пари аміаку та пари води. Максимально можливе значення частки аміаку в рідкій фазі А-В буде визначатися наступною залежністю:

$$x_{А-В}^{max} = \frac{m_{А-В(x)}^A + \Delta m_{(x)}^A}{m_{А-В(x)}^A + \Delta m_{(x)}^A + m_{А-В(x)}^B + \Delta m_{(x)}^B} \quad (3)$$

$$x_{Г-А}^{min} = \frac{m_{Г-А(x)}^A - \Delta m_{(x)}^A}{m_{Г-А(x)}^A - \Delta m_{(x)}^A + m_{Г-А(x)}^B - \Delta m_{(x)}^B} \quad (4)$$

де $\Delta m_{(x)}^A$ та $\Delta m_{(x)}^B$ – відповідно, маса аміаку та води в рідкій фазі, що перейшла з Г-А до А-В.

Значення $x_{Г-А}^{min}$ та значення $x_{Г-А}^{max}$ пов'язані між собою за допомогою термодинамічних параметрів (P , t).

Завданням термодинамічного розрахунку АВХА ПД є визначення робочого діапазону з оцінкою холодопродуктивності, яка визначає продуктивність установки з вилучення води з атмосферного повітря методом механічного осушення (забезпечення в зоні контакту стінки і повітря температури нижче точки роси).

Розрахунок проведено для діапазону режимних параметрів:

а) температура грійного джерела (на стінці генератора) $t_{cp} = 65..95\text{ }^{\circ}\text{C}$;

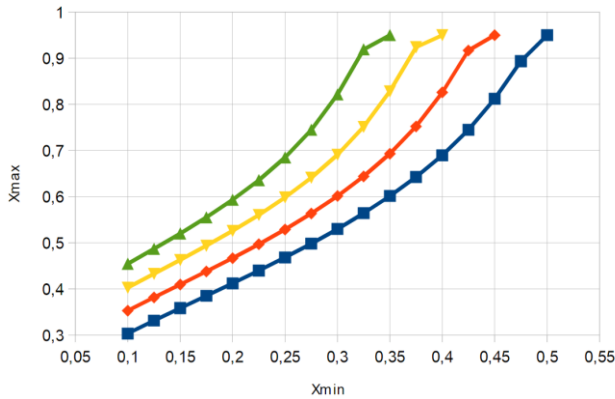
б) температура «холодного» джерела (температура атмосферного повітря) $t_{cep} = 25..45\text{ }^{\circ}\text{C}$;

У якості робочого тіла використаний водоміачний розчин (ВАР).

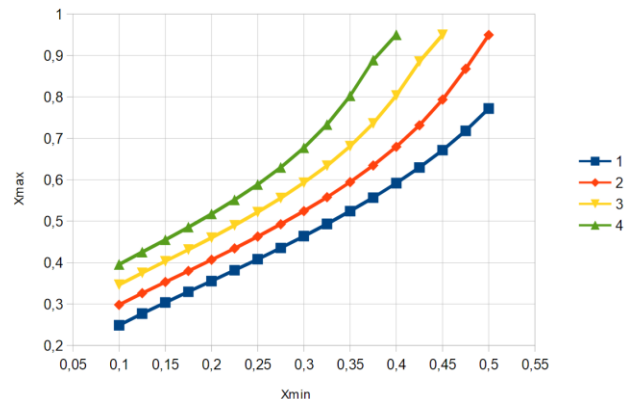
У розрахунках приймаємо максимальну робочу температуру в зоні охолодження, що дорівнює $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

3. Результати розрахунку та аналіз

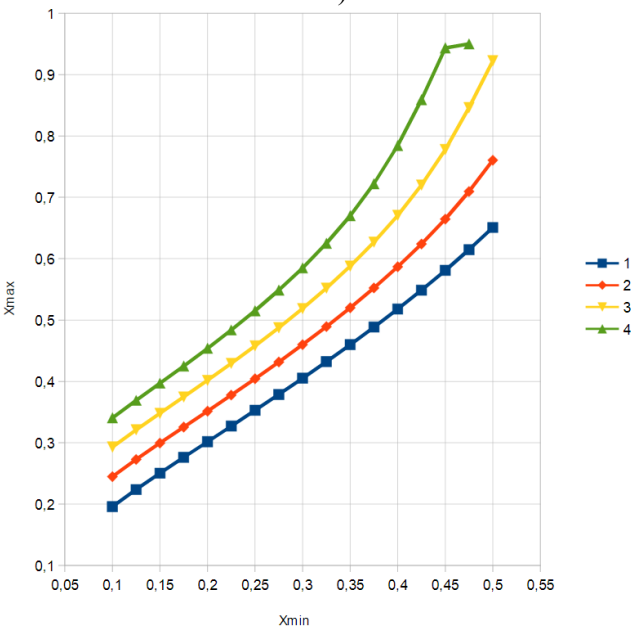
На рис. 2 (а, б, в) наведено залежності максимального та мінімального складу (по ВАР) від температур грійного середовища $t_{cp} = 65..95\text{ }^{\circ}\text{C}$ при фіксованій температурі атмосферного повітря, що дорівнює $t_{cep} = 25, 35, 45\text{ }^{\circ}\text{C}$.



а)



б)



в)

Рисунок 2 – Співвідношення між максимальним та мінімальним складом ВАР при фіксованій температурі атмосферного повітря та різних температурах грійного джерела: а) $t_{cep} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$; б) $t_{cep} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ в) $t_{cep} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$; 1, 2, 3, 4 – температура грійного джерела, відповідно: 65, 75, 85, 95 $^{\circ}\text{C}$.

Аналіз залежностей на рис. 2 показує, що при збільшенні температури грійного джерела знижується частка аміаку в зоні генерації, що дозволяє в період охолодження отримати більш високий рушійний потенціал поглинання в процесі абсорбції, тобто є можливість збільшити холодопродуктив-

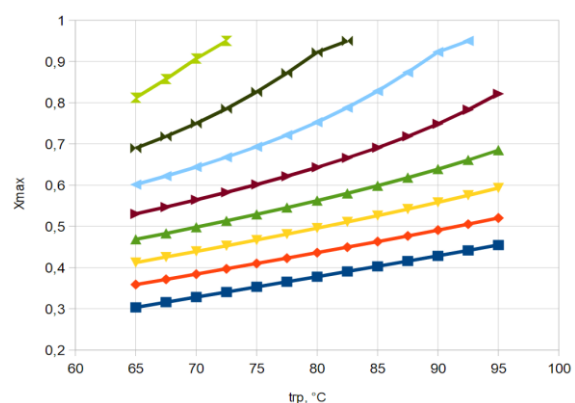
ність АВХА ПД і продуктивність установки по воді.

На рис. 3 наведено залежності максимального складу в зоні А-В від температури грійного джерела t_{cp} при фіксованих температурах атмосферного повітря $t_{cep} = 25, 35, 45\text{ }^{\circ}\text{C}$, відповідно.

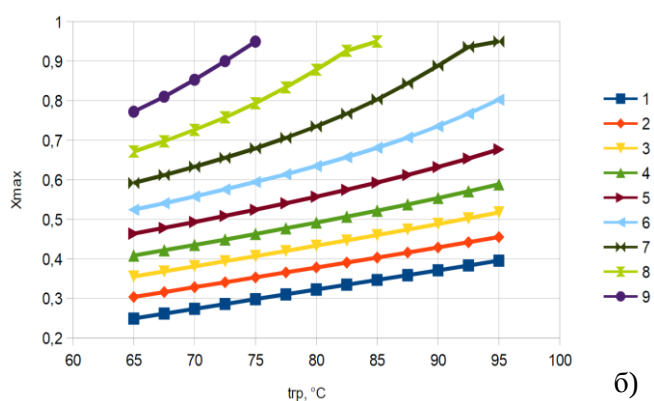
Аналіз рис. 3 показує, що зі збільшенням температури грійного джерела завжди збільшується частка аміаку в зоні охолодження, а це збільшує продуктивність установки по воді.

На рис. 3.б наведені залежності максимального тиску в системі від мінімального складу в зоні Г-А та температури грійного джерела ($t_{cp} = 65, 75, 85, 95\text{ }^{\circ}\text{C}$) за температури атмосферного повітря $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Аналіз рис. 3.б показує, що зі збільшенням температури та частки аміаку у ВАР у зоні генерації, тиск у АВХА ПД зростає, причому це зростання найбільш помітне при максимальних значеннях X_{min} .

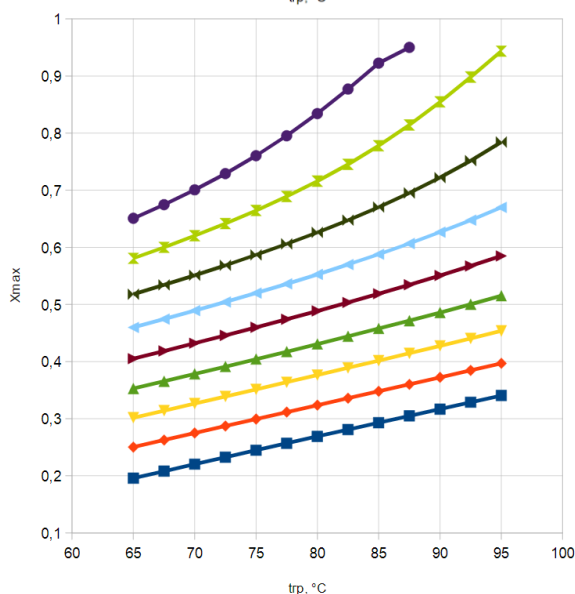
На рис. 4 – 5 наведено залежності максимального тиску в АВХА ПД від температури грійного джерела та складу ВАР у зоні генерації. Аналіз цих залежностей показує, що зі збільшенням температури джерела, що гріє, тиск у системі також збільшується, при цьому максимальне зростання тиску відзначається при збільшенні частки аміаку в зоні генерації. Так, за $X_{min} = 0,1$ при зростанні від $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $95\text{ }^{\circ}\text{C}$, тиск збільшується на $0,12\text{ МПа}$, тоді як при $X_{min} = 0,5$ зростання тиску становить $1,1\text{ МПа}$.



а)



б)



в)

Рисунок 3 – Вплив температури гріючого джерела на склад ВАР у зоні охолодження при різних складах ВАР у генераторі-абсорбері та фіксованій температурі атмосферного повітря:

а) $t_{cep} = 25^\circ \text{C}$; б) $t_{cep} = 35^\circ \text{C}$; в) $t_{cep} = 45^\circ \text{C}$;

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 – склад ВАР за мінімальної частки аміаку X_{min} , відповідно: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5

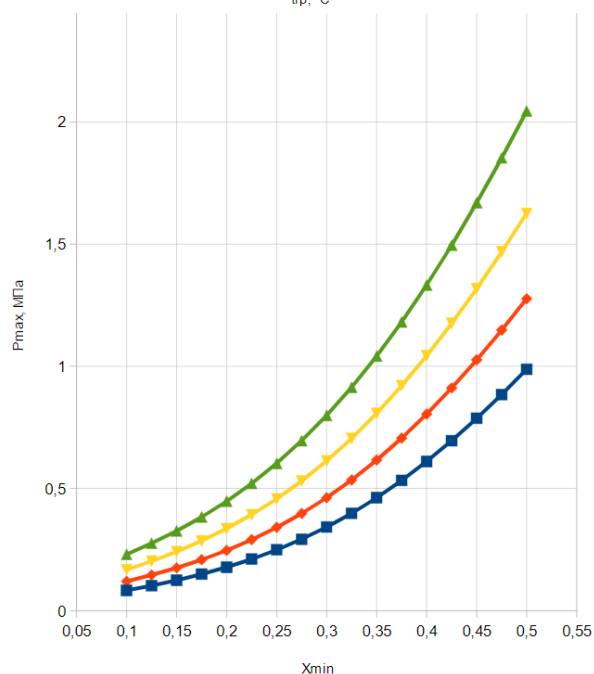


Рисунок 4 – Залежність максимального тиску в АВХА ПД від мінімального складу ВАР у зоні генерації та температури гріючого джерела для всього діапазону температур атмосферного повітря:

1, 2, 3, 4 – температура гріючого джерела, відповідно: 65, 75, 85, 95 °C

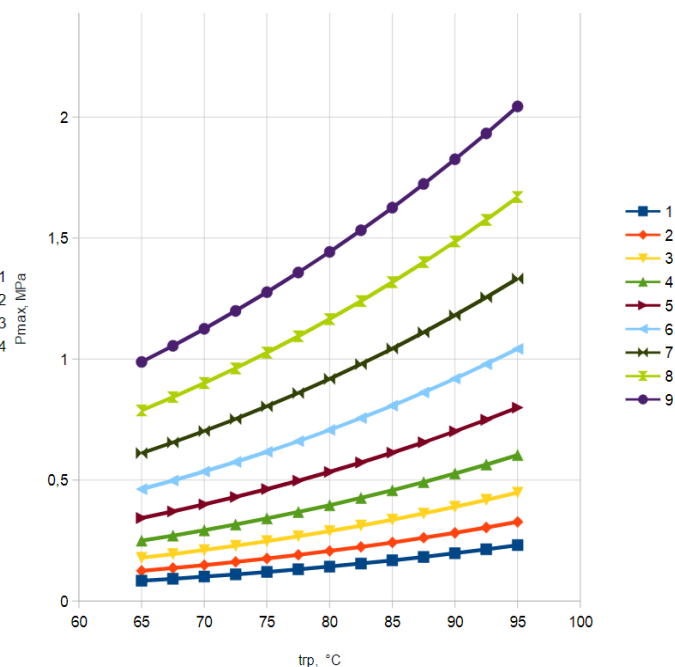


Рисунок 5 – Залежність максимального тиску в АВХА ПД від мінімального складу ВАР у зоні генерації та температури гріючого джерела для всього діапазону температур атмосферного повітря:

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 – склад ВАР за мінімальної частки аміаку X_{min} відповідно: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,4; 0,45; 0,5.

На рис. 6 наведена залежність мінімального тиску в системі від складу суміші в зоні А-В ($X_{\min}$) та температури атмосферного повітря ($t_{\text{cep}} = 25, 35, 45^\circ\text{C}$).

Аналіз рис.6 показує, що із зростанням температури атмосферного повітря мінімальний тиск у системі (при фіксованому складі у зоні генерації) зростає, причому це зростання більше за більших значень $X_{\min}$. Це говорить про те, що при збільшенні температури атмосферного повітря і зростанні тиску в системі підвищується і температура в зоні охолодження, тобто холодопродуктивність АВХА ПД знижується. Особливо помітний цей ефект при великих чисельних значеннях $X_{\min}$.

Аналіз залежності на рис. 7 показує, що зі зростанням температури джерела, що гріє, температура в зоні охолодження знижується. Так, при $t_{\text{cp}} = 65^\circ\text{C}$, $t_{\text{об}} = 7^\circ\text{C}$, а при $t_{\text{cp}} = 95^\circ\text{C}$, $t_{\text{об}} = -17^\circ\text{C}$. При цьому склад ВАР у зоні генерації незначно впливає на мінімальну температуру у зоні охолодження, що ілюструється на рис. 8.

Для оцінки холодопродуктивності АВХА ПД проведено розрахунок поточних параметрів ВАР у робочих зонах у процесі зарядки та розрядки.

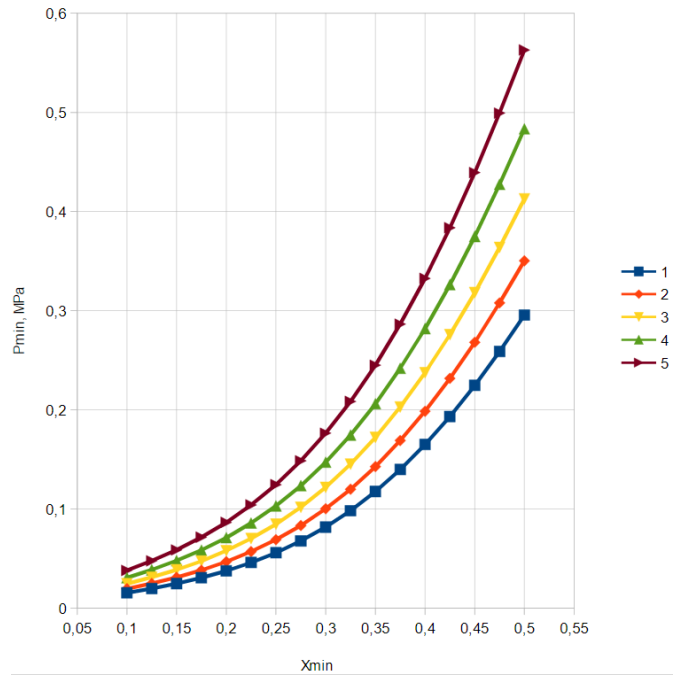
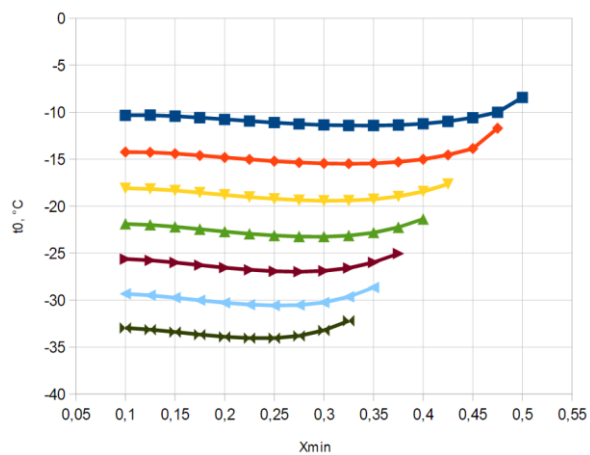
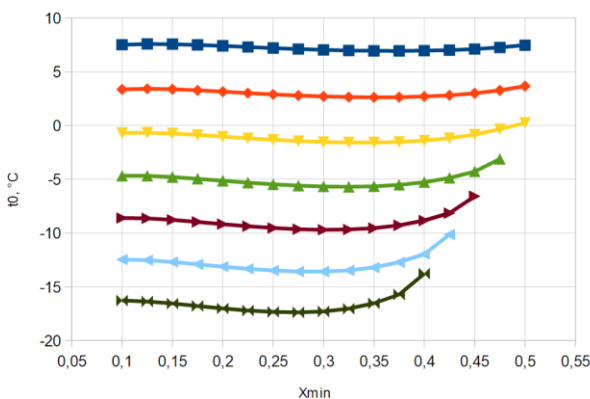


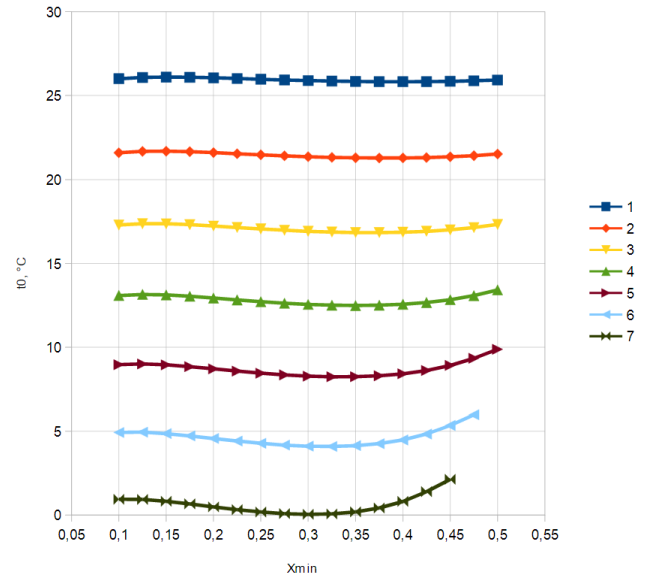
Рисунок 6 – Залежність мінімального тиску в АВХА ПД від мінімального складу суміші в зоні генерації та температури атмосферного повітря для всього діапазону температур, що гріють: 1, 2, 3, 4, 5 – температура атмосферного повітря, відповідно: 25, 30, 35, 40, 45 °C



а)



б)



в)

Рисунок 7 – Залежність мінімальної температури в зоні охолодження від складу ВАР у зоні генерації та температури гріючого джерела при фіксованій температурі атмосферного повітря: а) $t_{\text{cep}} = 25^\circ\text{C}$ б) $t_{\text{cep}} = 35^\circ\text{C}$ в) $t_{\text{cep}} = 45^\circ\text{C}$: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – температура гріючого джерела, відповідно: 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95 °C

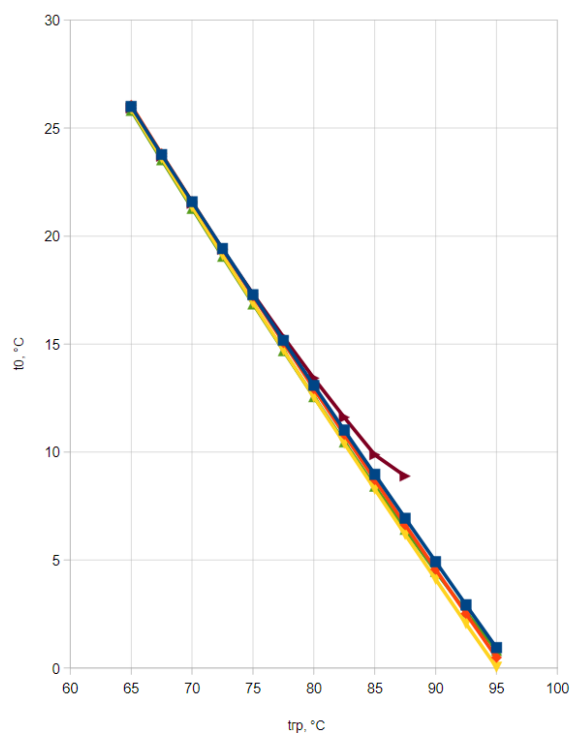
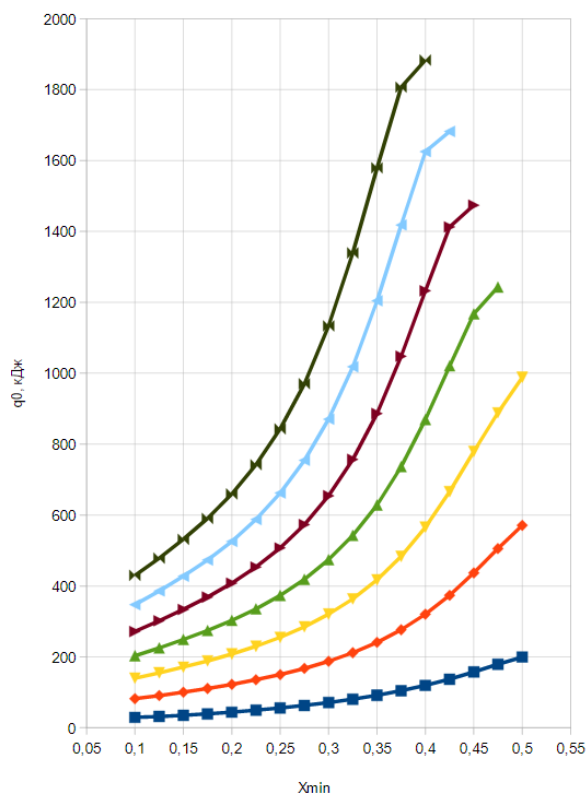
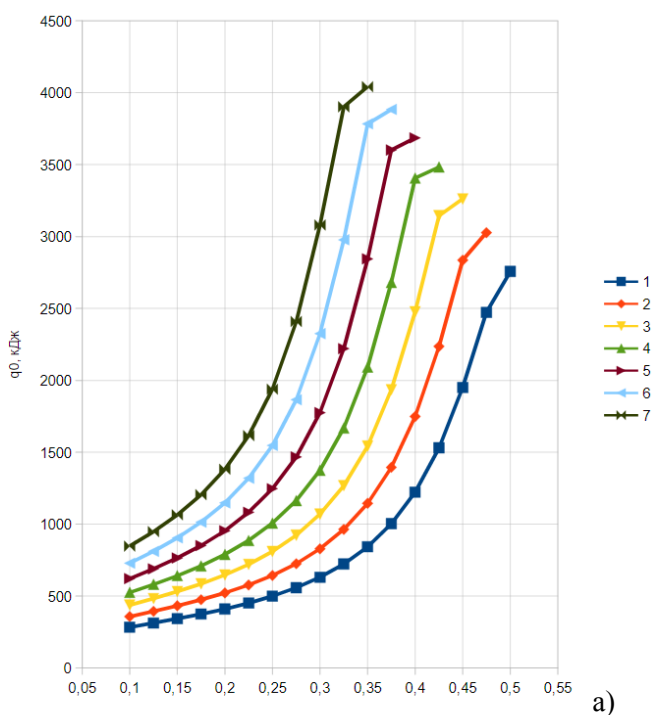


Рисунок 8 – Залежність мінімальної температури в зоні охолодження від температури гріючого джерела та складу ВАР у зоні генерації при фіксованій температурі атмосферного повітря $t_{\text{сеп}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$:

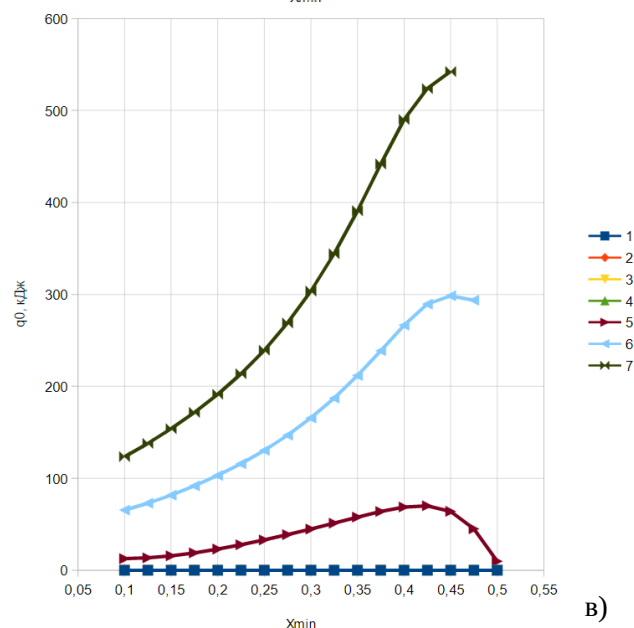
1, 2, 3, 4, 5 – склад ВАР за мінімальної частки аміаку X_{min} , відповідно: 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5



б)



а)



в)

Рисунок 9 – Залежність холодопродуктивності АВХА ПД від складу суміші в зоні генерації та температури гріючого джерела при фіксованій температурі атмосферного повітря $t_{\text{сеп}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$:

а) $t_{\text{сеп}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$; б) $t_{\text{сеп}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$; в) $t_{\text{сеп}} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$:

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 – температура гріючого джерела, відповідно: 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95 $^{\circ}\text{C}$

Використовуючи формули (3) і (4) і нехтуючи кількістю аміаку в паровій фазі, отримуємо залежність поточних параметрів (насамперед температури в зоні А-В) в період розрядки.

Для оцінки холодопродуктивності АВХА ПД у галузі «корисних» параметрів було проведено розрахунок середньоінтегрального за робочий період «зарядки-розрядки» значення теплоти па-

роутворення аміаку (r_{cp00}). Значення r_{cp00} залежно $r_{cp00} = f(P_{роб}, t_{роб})$. За робочий період розраховується маса аміаку, що випарувався $\Delta m_{(x)}^A$ та холодопродуктивність

$$q_0 = \Delta m_{(x)}^A \cdot r_{cp00}. \quad (5)$$

На рис. 9 отримані залежності холодопродуктивності АВХА ПД розраховані за формулою (5). Аналіз залежностей на рис. 9 показує, що холодопродуктивність зростає зі збільшенням температури гріючого джерела. Так, при $t_{cep} = 25^\circ\text{C}$ та $X_{min} = 0,3$, при зростанні t_{ep} від 65 до 95 $^\circ\text{C}$, зрос-

тання q_0 становить від 650 до 2800 кДж. При $t_{cep} = 35^\circ\text{C}$, q_0 збільшується від 50 кДж до 1200 кДж. При $t_{cep} = 45^\circ\text{C}$ режим роботи АВХА не реалізується при температурах гріючого середовища нижче 95 $^\circ\text{C}$.

За низьких температур атмосферного повітря отримати досить високі значення холодопродуктивності можна, збільшивши кількість аміаку у ВАР у зоні генерації. Так, аналогічні значення $q_0 = 2650$ кДж за $t_{cep} = 25^\circ\text{C}$ можна отримати і за $t_{ep} = 95^\circ\text{C}$ і $X_{min} = 0,3$, і при $t_{ep} = 65^\circ\text{C}$ та $X_{min} = 0,5$.

На основі проведених аналізів та розрахунків була запропонована схема конструкції АВХА ПД, зображена на рис. 10.

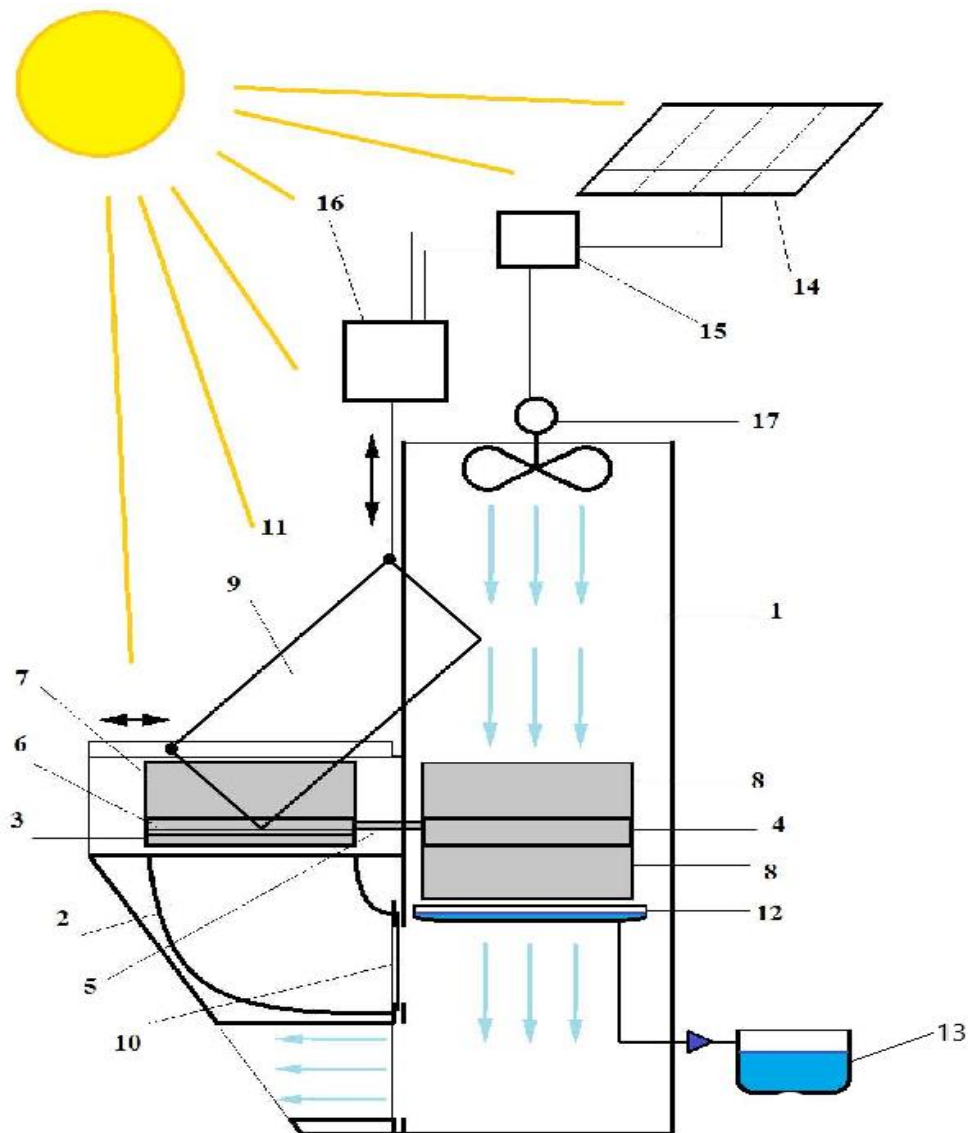


Рисунок 10 – Загальний вигляд установки отримання води з атмосферного повітря: 1 – повітряний канал абсорбера; 2 – повітряний канал генератора-абсорбера; 3 – генератор-абсорбер; 4 – абсорбер-випарник; 5 – транспортна зона; 6, 7 – ребра генератора-абсорбера; 8 – ребра абсорбера-випарника; 9 – захисний екран; 10 – рухома вертикальна засувка; 11 – рухомий шток; 12 – піддон для збору води; 13 – резервуар води; 14 – термоелектрична сонячна батарея; 15 – перетворювач ТЕБ; 16 – електропривід; 17 – повітряний вентилятор

Установка являє собою систему каналів 1 і 2, установку для отримання води, що розміщена в цих каналах таким чином, що генератор-абсорбер 3 знаходиться в каналі 1, а абсорбер-випарник у каналі 2. Для інтенсифікації процесу конвективного теплообміну і теплообміну від випромінювання, поверхні робочих зон оснащені плоскими ребрами: на генераторі-абсорбері 3 встановлені два горизонтальні і одне вертикальне ребро, а на абсорбері-випарнику 4 – два вертикальні ребра. Для забезпечення періодичності роботи було запропоно-

вано встановити захисний екран 9, який виконаний таким чином, щоб у період розрядки повністю закривати генератор-абсорбер від сонячного випромінювання. Для інтенсифікації конденсації води з повітря встановлено вентилятор 17, який разом з екраном 9 живиться від встановленої термоелектричної батареї.

Загальний вигляд приладу для передавання тепла та схема розподілу фаз робочого тіла зображені на рисунках 11 і 12 (позначення відповідають рис. 10).

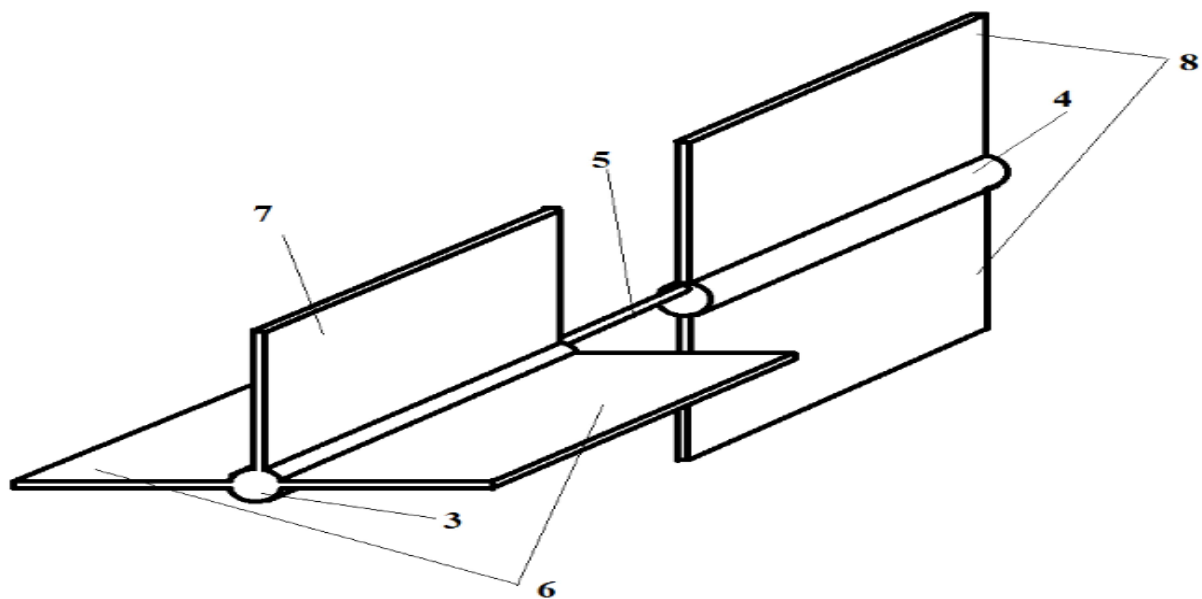


Рисунок 11 – Загальний вигляд теплопередавального приладу

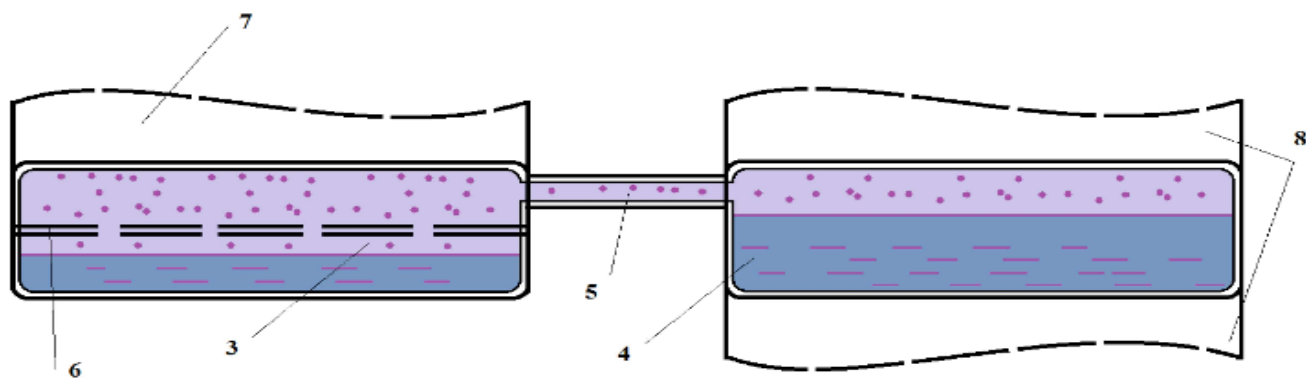


Рисунок 12 – Схема розподілу фаз робочого агента в теплопередавальному приладі

Термодинамічний аналіз установки даного типу дав змогу зробити наступні висновки:

1. При збільшенні температури гріючого джерела в зоні генерації зменшується доля аміаку, що дозволяє підвищити холодопродуктивність АВХА ПД і продуктивність отримання води.

2. При зростанні температури навколишнього середовища і підвищенні тиску збільшується і температура в зоні охолодження, що негативно впливає на холодопродуктивність АВХА ПД.

3. Підвищення температури гріючого джерела дозволяє знизити температуру в зоні охолодження.

4. При невисоких значеннях температури оточуючого середовища для підвищення холодопродуктивності агрегата необхідно збільшити кількість аміаку в зоні генерації.

Аналіз розрахунків дозволяє зробити висновок, що дана схема має перспективи до подальшого аналізу і вдосконалення. На даний момент для вдосконалення і аналізу даної системи необхідно

визначити технічні і конструктивні характеристики, провести додаткові розрахунки, базуючись на теорію сонячної енергетики, визначити ефективність даної системи по воді і порівняти її з існуючими аналогами, які вже введені в експлуатацію. Крім того, залишається питання використання даної системи в нічний час, коли сонячна енергія відсутня.

4. Висновки

1. При збільшенні температури гріючого джерела знижується частка аміаку в зоні Г-А, що дозволяє в період охолодження отримати більш високий потенціал процесу абсорбції, тобто можна збільшити холодопродуктивність АВХА ПД та продуктивність із вилучення води з атмосферного повітря. Так при зростанні температури гріючого джерела від 65 °C до 95 °C мінімальна температура в зоні охолодження знижується +7 °C до -17 °C.

2. При збільшенні температури атмосферного повітря холодопродуктивність АВХА ПД знижується, причому особливо помітна ця тенденція при великих частках аміаку в зоні генерації.

3. Проведена оцінка холодопродуктивності АВХА ПД показала, що вона зростає зі збільшенням температур гріючого джерела, причому при більш низьких значеннях температури атмосферного повітря ця тенденція більш явна.

4. За низької температури атмосферного повітря можна отримати максимальні значення холодопродуктивності АВХА ПД, збільшивши кількість аміаку в зоні генерації.

Особистий внесок авторів CRediT

Тітлов О.С.: концептуалізація, методологія, дослідження, написання – оригінальний проект, адміністрування. **Озолін М.Є.:** візуалізація, формальний аналіз, верифікація, дослідження. **Кравченко В.В.:** формальний аналіз, еволюція загальних цілей та завдань, написання – огляд та редагування.

Література

1. Бадилькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 356 с.
2. Блиер Б.М., Вургафт А.Б. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. – М.: промышленность, 1971. – 202 с.

3. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. – Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.

4. Mohammed Mumtaz A. Khan, Nasiru I. Ibrahim, R. Saidur, I.M. Mahbulul, Fahad A. Al-Sulaiman. Performance assessment of a solar powered ammonia-water absorption refrigeration system with storage units // Energy Conversion and Management. – 2016. – Vol. 126. – P. 316-328.

5. Nahla Bouaziz, DorraLounissi. Experimental analysis, hybridization and exergetic investigation of an absorption refrigeration unit // International Journal of Hydrogen Energy. – 2017. – Vol. 42. – Is. 13. – P. 8922-8931.

6. Bhaumik Modi, Anurag Mudgal, Bansi D. Raja, Vivek Patel. Low grade thermal energy driven-small scale absorption refrigeration system (SSARS): Design, fabrication and cost estimation // Sustainable Energy Technologies and Assessments. – 2022. – Vol. 50. – P. 101787.

7. Evangelos Bellos, Ion Chatzovoulos, Christos Tzivanidis. Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair // Thermal Science and Engineering Progress. – 2021. – Vol. 23. – P. 100885.

8. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Краснополяский А.Н. Перспективы применения абсорбционных водоаммиачных холодильных машин в системах получения воды из атмосферного воздуха // Сборник научных работ Винницкого национального аграрного университета. Серия: технические науки. – 2010. – Выпуск 7. – С. 92-97.

9. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Краснополяский А.Н. Разработка систем получения воды из атмосферного воздуха на базе теплоиспользующих холодильных машин // Сборник тезисов доповідей науково-технічної конференції студентів, аспірантів, молодих учених «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Додаток до журналу «Холодильна техніка і технологія»). – 2010. – С. 45-47.

10. Ищенко И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов // Научные работы ОНАХТ. – 2010. – № 38. – Т. 2. – С. 393-404.

11. Ищенко И.Н., Титлов А.С., Олифер Г.М. Инженерные методы расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств рабочего тела абсорбционного холодильного агрегата // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 4. – С.100-103.

Modeling of cycles of absorption refrigeration units of periodic action

Oleksandr Titlov^{✉1}, Mykyta Ozolin², Volodymyr Kravchenko³

¹⁻³Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatna str., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ¹titlov1959@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; ²<https://orcid.org/0000-0002-2522-599X>;

³<https://orcid.org/0000-0003-1987-0092>

To work with low-potential sources of thermal energy, an algorithm for calculating the cycles of absorption water-ammonia refrigeration units (WARU) of periodic operation (PO) has been developed. The advantages of batch-type absorption refrigeration units are the simplicity of design and the possibility of using any heat and fuel as a heating source. When calculating, it is important to understand that a feature of these machines is the non-stationarity of processes. The thermodynamic calculation of the WARU PO cycle was carried out for the range of operating parameters: a) the temperature of the heating source (on the generator wall) – 65...95 °C; b) «cold» source temperature (atmospheric air temperature) – 25...45 °C. The working fluid is a water-ammonia solution (WAS). In the calculations, the maximum operating temperature in the cooling zone is 10 °C. Calculated dependences were obtained: a) maximum and minimum composition (according to WAS); b) the maximum composition in the absorber-evaporator zone; c) dependences of the maximum pressure in the system. It is shown that with an increase in the temperature of the heating source, the proportion of ammonia in the zone of the generator-absorber decreases, which makes it possible to obtain a higher potential of the absorption process during the cooling period, i.e., it is possible to increase the cooling capacity of WARU PO and the capacity for extracting water from atmospheric air. Thus, with an increase in the temperature of the heating source from 65 °C to 95 °C, the minimum temperature in the cooling zone decreases +7 °C to -17 °C. With an increase in the temperature of atmospheric air, the cooling capacity of WARU PO decreases, and this trend is especially noticeable at high proportions of ammonia in the generation zone. The assessment of the cooling capacity of WARU PO showed that it increases with increasing temperatures of the heating source, and at lower values of atmospheric air temperature this trend is more pronounced; at low ambient air temperatures, it is possible to obtain the maximum cooling capacity of WARU PO by increasing the amount of ammonia in the generation zone. A design scheme for WARU PO for operation as part of a system for obtaining water from atmospheric air is proposed. The unit is a system of two channels. To intensify the process of convective and radiant heat exchange, the surfaces of the working areas are equipped with flat ribs: two horizontal and one vertical rib are installed on the generator-absorber, and two vertical ribs on the absorber-evaporator. In order to increase the frequency of work, it was proposed to install a protective screen made in such a way as to completely cover the generator-absorber from solar radiation during the discharge period. To intensify the process of condensation of water from the air, a fan is installed, which together with the screen is powered by an installed thermoelectric battery.

Keywords: Water-ammonia absorption refrigeration unit of periodic operation; Thermodynamic cycle calculation; Solar collectors; Atmospheric water production systems

References

1. Badylkes I.S., Danilov R.L. (1966) Absorption refrigeration machines. Moscow: Pischevaya promyslenost', 356.
2. Blier B.M., Vurgaft A.B. (1971) Theoretical foundations of the design of absorption thermotransformers. Moscow: Pischevaya promyslenost', 202.
3. Galimova L.V. (1997) Absorption chillers and heat pumps. Astrakhan: Izd-vo ASTU, 226.
4. Mohammed Mumtaz A. Khan, Nasiru I. Ibrahim, R. Saidur, I.M. Mahbubul, Fahad A. Al-Sulaiman (2016) Performance assessment of a solar powered ammonia-water absorption refrigeration system with storage units. *Energy Conversion and Management*, 126, 316-328.
5. Nahla Bouaziz, DorraLounissi. (2017) Experimental analysis, hybridization and exergetic investigation of an absorption refrigeration unit. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42, 13, 8922-8931.

6. **Bhaumik Modi, Anurag Mudgal, Bansi D. Raja, Vivek Patel** (2022) Low grade thermal energy driven-small scale absorption refrigeration system (SSARS): Design, fabrication and cost estimation. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 50, 101787.
7. **Evangelos Bellos, Ion Chatzovoulos, Christos Tzivanidis** (2021) Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair. *Thermal Science and Engineering Progress*, 23, 100885.
8. **Ishchenko I.N., Titlov A.S., Krasnopolsky A.N.** (2010) Prospects for the use of absorption water-ammonia refrigeration machines in systems for obtaining water from atmospheric air. *Proceedings of scientific works of Vinnytsia National Agrarian University. Series: technical sciences*, 7, 92-97.
9. **Ishchenko I.N., Titlov A.S., Krasnopolsky A.N.** (2010) Development of systems for obtaining water from atmospheric air on the basis of heat-using refrigeration machines. *Proceedings of abstracts of scientific and technical conference of students, graduate students, young scientists "Modern problems of refrigeration equipment and technology"* (Supplement to the journal "Refrigeration engineering and technology"), 45-47.
10. **Ishchenko I.N.** (2010) Modeling of cycles of pumping and non-pumping absorption refrigeration units. *Naukovi Pratsi ONAKhT*, 38, 2, 393-404.
11. **Ishchenko I.N., Titlov A.S., Olifer G.M.** (2010) Engineering methods for calculating thermodynamic parameters and thermophysical properties of the working body of an absorption refrigeration unit. *Kharchova nauka i tekhnologiya*, 4, 100-103.

Received 02 November 2021

Approved 26 November 2021

Available in Internet 29 December 2021