

# ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.575.932:575.565.92

## Розробка абсорбційних термотрансформаторів для обігріву та охолодження

О. С. Титлов<sup>1✉</sup>, К. М. Пономарьов<sup>2</sup><sup>1-2</sup>Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: <sup>1</sup>titlov1959@gmail.comORCID: <sup>1</sup><http://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0002-7771-1316>

Установки для теплопостачання на базі теплових насосів, які дозволяють знизити витрати первинної енергії (палива) за рахунок раціональнішого способу її перетворення – головна тенденція сучасної техніки, а тепловий насос перебуває у центрі уваги дослідників. У статті наведено результати розрахунку та аналізу абсорбційних теплових насосів (АТН) для обігріву та охолодження. Виходячи з досвіду практичної розробки теплових насосів сформульовано технічні вимоги: АТН працює в реверсивному режимі «опалення-кондиціонування»; теплова потужність на обігрів складає не менш, ніж 1500 Вт, на охолодження – не менш, ніж 500 Вт; тепловий коефіцієнт не нижче 0,3; температура «холодного джерела» -15...-10 °С; температура навколишнього середовища 10...15 °С; температура «гарячого джерела» 160...190 °С; охолодження теплорозсіювальних елементів АТН (абсорбер, конденсатор, ректифікатор) – рідинне або повітряне. З урахуванням сформульованих вимог розроблено багатофункціональну схему АТН. В процесі розрахунку та оптимізації циклів АТН варіювався тип інертного газу. Доведено, що найбільш оптимальними параметрами для водоаміачної суміші є значення масової концентрації 0,35 для міцного розчину та 0,15 – для слабкого. Варіювалися наступні параметри: значення теплового навантаження на випарник – 500, 1000, 1500 Вт; робочий тиск в системі – 25 та 30 бар; температура холодного джерела – 0, 5, 10 °С. Доведено, що як у випадку застосування інертного газу водню, так і гелію, значення холодильної потужності за однакових режимних параметрів не впливає на величину коефіцієнта перетворення. Причому відмінність значень коефіцієнта перетворення для гелію та водню є незначною:  $KP_{He} = 129,66 \%$ ,  $KP_{H_2} = 129,44 \%$  (при температурі «холодного джерела» 0 °С та холодильної потужності 500 Вт). Зростання температури «холодного джерела» від 0 до 10 °С для гелію та для водню практично не впливає на величину коефіцієнта перетворення, зміна становить не більше 0,5 %.

**Ключові слова:** Абсорбційний тепловий насос; Технічні вимоги; Схемні рішення; Методика термодинамічного розрахунку; Склад робочого тіла

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v6i1.3136>

© The Author(s) 2025. 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

На теперішній час зацікавленість щодо теплових насосів істотно зросла у зв'язку з енергетичною кризою в багатьох країнах світу та високою вартістю енергоносіїв. З огляду на це установки для теплопостачання квартир, громадських будівель і промислових споруд на базі теплових насо-

сів, які дозволяють знизити витрати первинної енергії (палива) без зниження або навіть зі збільшенням віддачі енергії споживачеві за рахунок раціональнішого способу її перетворення – головна тенденція сучасної техніки, а тепловий насос перебуває у центрі уваги вітчизняних та зарубіжних дослідників, науково-дослідних та промислових установ.

Міжнародна енергетична єдність і Європейське економічне співтовариство висунули масштабні програми розвитку теплових насосів з демонстрацією нових конструкцій і способів застосування. Гарним прикладом таких ініціатив є Horizon Europe [1], Clean Energy for All Europeans Package [2], IEA Heat Pump Programme [3], European Heat Pump Association [4], Ініціативи в Німеччині (BMW) [5]. Впровадження теплових насосів сприяє виконанню міжнародних зобов'язань зі скорочення викидів та захисту клімату. Передбачається поява в найближчі роки на ринку абсолютно нових конструкцій теплових насосів для домашнього застосування, що використовують сонячну енергію, газ тощо замість традиційної електроенергії. Розширюється застосування теплових насосів у промисловості з витісненням звичайних сушарок. Теплові насоси дозволяють використовувати енергію більш ефективно і відновлювати скидну енергію, зменшити споживання газу, вугілля та нафти, що веде до зниження антропогенного навантаження на довкілля. Цим визначається їхня важлива роль у збереженні енергоресурсів і поліпшенні екології в багатьох регіонах планети.

## 2. Схемні рішення абсорбційних теплових насосів

Схема теплового насоса на базі абсорбційного холодильного агрегату (АХА) повинна враховувати ряд характерних особливостей АХА, які можуть відігравати як позитивну, так і негативну роль у досягненні мети – розробки ефективної системи опалення та кондиціонування житлових та господарських приміщень. До переваг використання АХА відносять [6-8]:

- можливість роботи на неелектричних (альтернативних) джерелах енергії, в якості яких можна використовувати: природний газ, бензин, керосин, біогаз, мазут, дизельне паливо, геотермальні джерела, енергія сонячного випромінювання тощо;
- відсутність рухомих механічних частин (компресорів і насосів), що зменшує знос, підвищує надійність та збільшує термін експлуатації;
- низький рівень шуму – оскільки немає компресора, агрегати працюють майже безшумно при реалізації теплонасосного циклу;
- мінімальна необхідність в системах управління та автоматизації;
- озонобезпечність та низький рівень техногенного навантаження на довкілля, так як не вико-

ристовуються шкідливі холодоагенти, а працюють з водними або іншими безпечними робочими парами, що знижує ризик забруднення довкілля;

- здатність до автономного функціонування без залежності від централізованих електричних мереж забезпечує ефективну експлуатацію абсорбційно-дифузійних холодильних агрегатів на об'єктах із обмеженим або нестабільним електропостачанням;

- простота виготовлення, а також використання у конструкціях недефіцитних матеріалів.

Останній факт дозволяє відносно швидко та з мінімальними капітальними затратами розгорнути виробництво абсорбційних теплових насосів (АТН) на підприємствах холодильного машинобудування. Найбільш сприятлива ситуація може виникати у випадках виробництва АТН на підприємствах, які спеціалізуються на випуску холодильної техніки абсорбційного типу.

В Україні це, в першу чергу, ТОВ «ВЗХ-Стар» (Київська область). Проте з моменту початку військової агресії виробництво абсорбційної холодильної техніки є обмеженим.

Серед міжнародних підприємств та компаній, які спеціалізуються на виробництві як промислового, комерційного, так і побутового призначення абсорбційних холодильників, АТН та супутніх комплектуючих можна зазначити Broad Group (Китай) [9], Robur Group (Італія) [10], Mitsubishi Electric та Yazaki Energy Systems (Японія) [11], Danfoss (Данія) [12], InvenSor (Австрія) [13].

До негативних аспектів використання АХА відносять:

- відносно низька термодинамічна ефективність циклу АТН, яку обумовлено наявністю необоротних процесів (дифузії) у низці елементів;

- середньодосягнутий рівень ефективності АТН – 0,28...0,33, у найкращих моделях величина теплового коефіцієнту складає на рівні 0,5 [14].

- висока абсолютна та питома металоємність апаратів порівняно з компресійними схемами.

Слід зазначити, що останній фактор не має особливого значення для систем теплових насосів, які встановлено стаціонарним чином.

Виходячи з досвіду практичної розробки теплових насосів [15], систем їх регулювання та забезпечення, можна сформулювати технічні вимоги до розроблюваної продукції (об'єкту):

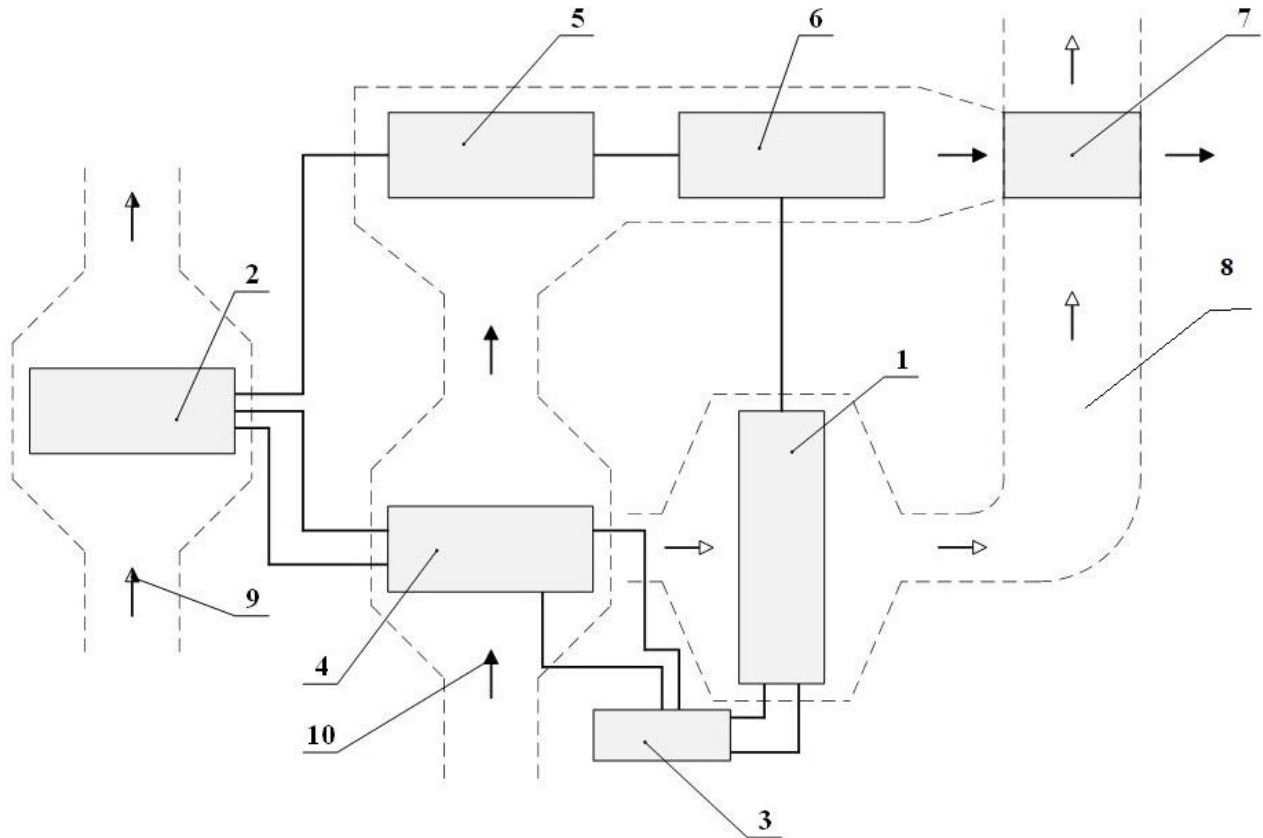
- АТН працює в реверсивному режимі «опалення-кондиціонування»;
- теплова потужність на обігрів складає не

Менш, ніж 1500 Вт, на охолодження – не менше, ніж 500 Вт;

- тепловий коефіцієнт не нижче 0,30;
- температура «холодного джерела» -15...-10 °С;
- температура навколишнього середовища 10...15 °С;

- температура «гарячого джерела» 160...190 °С;  
 - охолодження теплорозсіювальних елементів АТН (абсорбер, конденсатор, ректифікатор) – рідинне або повітряне.

З урахуванням сформульованих вимог розроблено багатофункціональну схему АТН (рис. 1).



**Рисунок 1** – Склад холодильного агрегату: 1 – бойлер-генератор; 2 – випарник; 3 – рідинний регенеративний теплообмінник слабого та міцного розчинів; 4 – абсорбер; 5 – конденсатор; 6 – ректифікатор; 7 – регенеративний теплообмінник потоків; 8 – потік з бойлера; 9 – потік розсолу; 10 – потік на опалення

Склад холодильного агрегату є традиційним [16]: бойлер-генератор 1, випарник 2, рідинний регенеративний теплообмінник слабого та міцного розчинів 3, абсорбер 4, конденсатор 5, ректифікатор 6. Додатково, з метою підвищення температурного потенціалу потоку, що спрямовується на опалення 10, за рахунок утилізації високопотенційного тепла бойлера (потік 8), передбачено регенеративний теплообмінник потоків 7. Тепловідведення в зону випарника 2 здійснюється за рахунок циркуляції розсільного потоку 9.

Уздовж напрямку руху робочого потоку теплорозсіювальні елементи системи розташовані послідовно відповідно до їх номінального температурного режиму експлуатації. Першим в потоці знаходиться абсорбер (температура 42...45°С), другим – конденсатор (температура 48...52 °С),

третім – ректифікатор (температура 52...110 °С).

У даному випадку рівень температур наведено для схем роботи АХА при повітряному охолодженні та температурі повітря 32 °С.

Для підвищення температурного потенціалу потоку в теплообміннику 7, який розташовано останнім в ланцюгу теплорозсіювальних елементів, використовується скидовий температурний потенціал «гарячого джерела» 140...150 °С.

Робота АТН в частині АХА відбувається за відомою схемою [7]. При підведенні тепла до бойлеру 1 за рахунок потоку «гарячого джерела» 8 здійснюється генерація парів холодоагенту, у якості якого використовується аміак. Пари аміаку потрапляють до ректифікатору 6, де в процесі тепловідведення в потік середовища, що нагрівається, 10, здійснюється їх очищення від парів абсорбенту

(води), та далі в конденсатор 5, де вони конденсуються з відведенням теплоти пароутворення в потік 10. Рідкий аміак стікає у випарник, в якому підтримується середовище інертного газу з низьким парціальним тиском парів холодоагенту – аміаку. В якості інертного газу зазвичай використовують водень, гелій або їх суміш [17]. У випарнику здійснюється кипіння аміаку при низькому парціальному тиску, а відповідно, і температурі. Для аміаку цей рівень від  $-35$  до  $-10$  °С. Під час прокачування розсолу 9 відбувається тепловідведення від випарника на певному температурному рівні до  $-10$ °С з супутнім охолодженням потоку розсолу.

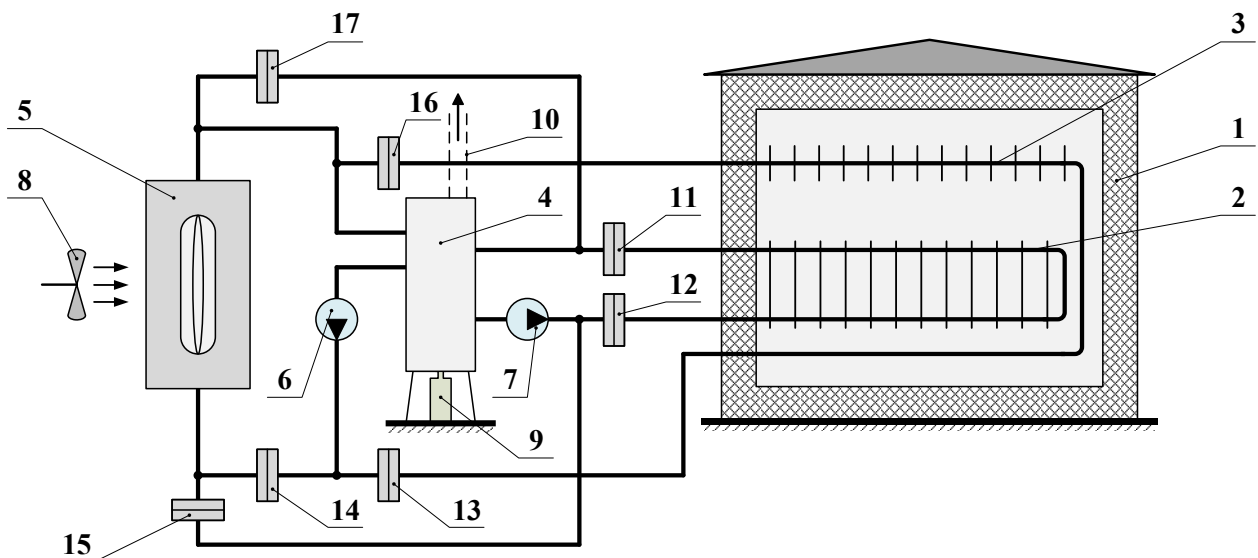
Насичений парами аміаку інертний газ за рахунок різниці густин опускається у нижню частину абсорбера 4, витісняючи в випарник 2 очищений інертний газ, який накопичується у верхній частині абсорбера 4.

В свою чергу з бойлеру 1 через рідинний регенеративний теплообмінник 3 у верхню частину абсорбера надходить слабкий (збіднений аміаком)

водоаміачний розчин. Під час контактної взаємодії слабого розчину з насиченою аміаком парогазовою сумішшю здійснюється абсорбція (поглинання) парів аміаку слабким розчином. В результаті цього відбувається насиченість слабого розчину аміаком до стану «міцного» розчину з одночасною очисткою інертного середовища від парів аміаку. Процес абсорбції парів аміаку водоаміачним розчином відбувається з виділенням теплоти змішування та фазового переходу. Тепловідведення відбувається в потік 10.

«Міцний» розчин стікає через теплообмінник 3 в бойлер 1, а очищений газ витісняється у випарник 2 та цикл повторюється. Включення рідинного теплообмінника 3 до схеми АХА сприяє підвищенню енергетичної ефективності холодильного циклу завдяки здійсненню внутрішнього теплообміну між потоками міцного (холодного) та слабого (гарячого) водоаміачного розчину.

Схема установки, комутації та управління АТН у приміщенні показана на рис. 2.



**Рисунок 2** – Принципова схема установки, комутації та управління абсорбційного теплового насоса: 1 – будівля; 2(3) – панель обігріву (охолодження); 4 – АТН; 5 – теплообмінна панель; 6, 7 – циркуляційні насоси; 8 – повітряний вентилятор; 9 – джерело тепла; 10 – потік продуктів згорання; 11-17 – клапани

Об'єкт теплового впливу (споруда, господарські приміщення, житловий будинок тощо) містить панелі обігріву 2 та охолодження 3. Панелі обігріву 2 з точки зору оптимальних теплових режимів доцільно розташовувати в нижній частині приміщення, а панелі охолодження – у верхній частині (якщо відсутня примусова циркуляція).

АТН 4 розташовується поза межами будівель 1 та пов'язаний з ними рідинними магістралями. Зовні також встановлена теплообмінна панель 5.

Циркуляція теплоносіїв забезпечується розсольним 6 та водяним 7 насосами. Для зниження масогабаритних параметрів панелі 5 передбачено встановлення повітряного генератора 8. Джерело палива 9 розташовано у безпосередній близькості до агрегатованого корпусу АТН 1 та розміщено систему автоматичного регулювання.

У верхній частині корпусу АТН 4 встановлено витяжний вентиляційний канал для забезпечення надійної тяги газового середовища. Комутація рі-

динних потоків в залежності від пори року, тобто функції, яку здійснює (обігрів або охолодження), здійснюється електромагнітними запірними клапанами 11-17. В рідинних корпусах використовують розсіл та воду.

Робота АТН здійснюється наступним чином. У зимовий період необхідно здійснювати обігрів об'єкта теплового впливу. Для цього скинуте тепло від теплорозсіювальних елементів за допомогою циркуляційного насоса 7 направляють у панель 2. Випарник з'єднують магістралями з панеллю 5, розташованою зовні. У зимовий період клапани 13, 15, 16 та 17 закриті.

При увімкненні джерела теплової потужності 9 та насосів 6 і 7 забезпечується функціонування АХА – виробництво штучного холоду з одночасним відведенням теплоти середнього потенціалу.

Для прикладу розглянемо роботу АТН у режимі обігріву в зимовий період. Температура зовнішнього повітря становить  $-10^{\circ}\text{C}$ , температура в приміщенні від 1 до  $16^{\circ}\text{C}$ . Під час роботи АХА температура розсолу в контурі починає знижуватися, і при її значенні нижче  $-10^{\circ}\text{C}$  здійснюється відведення теплоти від навколишнього повітря до розсолу; «підігрітий» розсіл подається в випарник АХА, де відбувається віддача теплоти «перегріву» на температурному рівні  $-15\dots-17^{\circ}\text{C}$ .

Тепловідведення з зон абсорбції, конденсації та ректифікації відбувається на температурному рівні  $50\dots80^{\circ}\text{C}$ . Підігрітий рідинний потік спрямовується насосом 7 до гріючої панелі 2. Температура повітря у приміщенні зростає до рівня комфортних значень  $22\dots24^{\circ}\text{C}$ . Частково охолоджений ( $35\dots40^{\circ}\text{C}$ ) потік повертається на зони теплорозсіювання АХА та цикл повторюється.

У літній період року необхідно здійснювати охолодження об'єкта теплового впливу. Для цього розсіл із зони випарника АХА подається до охолоджувальної панелі 3, а зовнішня панель 5 з'єднується рідинними магістралями з зонами тепловідводу. При цьому клапани 11, 12, 14 закриті, а 13, 15, 17 – відкриті. Функціонування АТН забезпечується за умови роботи насосів 6 і 7 та теплопідводу гріючого середовища від джерела 9.

Температура зовнішнього повітря  $28\dots30^{\circ}\text{C}$ , температура повітря в об'єкті теплового впливу складає  $25\dots27^{\circ}\text{C}$ . Кінцева температура води на виході з зон розсіювання тепла АХА складає  $50\dots60^{\circ}\text{C}$ . На панелі 5 відбувається скид тепла на рівень  $28\dots30^{\circ}\text{C}$ . Частково охолоджена вода повертається на вхід АТН та цикл тепловідводу по-

вторюється. Розсіл за допомогою насоса 6 спрямовується до охолоджуючої панелі 3, яку розташовано у верхній частині об'єкта теплового впливу. Температура розсолу не вище  $0^{\circ}\text{C}$ . За рахунок різниці температур відбувається охолодження повітря в об'єкті теплового впливу. Частково підігрітий розсіл повертається до зони випаровування АХА, що призводить до повторення циклу.

У даному випадку слід враховувати, що зниження температури поверхні панелі 3 нижче точки роси спричиняє конденсацію вологи з подальшим утворенням снігового шару, що може впливати на теплообмінні характеристики та експлуатаційну надійність системи. За таких обставин доцільно встановити вентилятор та реалізувати систему «NoFrost» [18].

Запропонована схема АТН є найбільш раціональним рішенням, що дозволяє ефективно забезпечувати поставлені задачі опалення та охолодження приміщень побутового та допоміжного призначення.

Очевидним є те, що подальші дослідження та розробки АТН дозволяють оптимізувати наведені на рисунках 1 і 2 схеми.

Пропонуються наступні шляхи подальшого вдосконалення:

1. Забезпечити повітряний тепловий та тепловідведення до робочих зон АТН; в цьому випадку значно підвищується металоємність, але також суттєво спрощується процес експлуатації, підвищується рівень надійності та ресурс;
2. За наявності рідинного та розсільного тепловий здійснити природню циркуляцію потоків.

### **3. Методика термодинамічного розрахунку та оптимізації абсорбційних теплових насосів**

На першому етапі розрахунків АТН необхідно провести термодинамічний розрахунок циклів АХА, а також провести оптимізацію циклів. Існує ряд методик розрахунку АХА, які використовуються в якості підґрунтя для оптимізації роботи агрегатів холодильника. Найзначніших результатів у створенні методик розрахунку АХА було досягнуто Морозюк Л.І. [19], Морозюк Т.В. [20], Стірлін Г. [21].

Разом з тим зазначені вище роботи не можуть бути достатньо ефективно використані при тепловому розрахунку елементів теплового насосу на базі АХА, так як граничні умови роботи теплових

насосів мають свою специфіку. Так, у режимі обігріву необхідно підтримувати підвищений температурний режим на теплорозсіювальних елементах для забезпечення ефективної роботи системи.

Дана задача вирішується шляхом підвищення початкового тиску інертного газу в системі. Проте для АХА, що працює в режимі охолодження, такий режим є несприятливим, оскільки призводить до зниження термодинамічної ефективності.

Тепловий розрахунок здійснюється для схеми АХТН, що наводиться на рисунках 1 і 2.

Вихідні дані для розрахунку:

- температура середовища, що охолоджується ( $T_c$ );
- температура розсолу ( $T_p$ );
- робочий тиск в АХА ( $P_p$ );
- тип та склад вирівнюючого (балансового) газу (водень, гелій або їх суміш визначеної концентрації);
- величина теплового навантаження на випарник ( $Q_0$ ).

Вихідними параметрами є коефіцієнт перетворення ( $\phi$ ), значення теплової потужності, що підводиться ( $Q$ ), величина потужності, що відводиться ( $Q''$ ).

Оптимізуючим параметром є коефіцієнт перетворення, що дорівнює:

$$\phi = Q''/Q_r, \quad (1)$$

де  $Q_r$  – тепла потужність генератора, Вт.

Нижча та вища температури випаровування можуть бути визначені з виразів:

$$T_{0н} = T_p - \Delta T_1 \quad (2)$$

$$T_{0в} = T_p - \Delta T_2 \quad (3)$$

З досвіду практичного конструювання АХА [6], доцільно рекомендувати:  $\Delta T_1 = 4$ ;  $\Delta T_2 = 9$ , при цьому необхідно зазначити, що величини  $\Delta T_1$  та  $\Delta T_2$  можуть розглядатися як параметри, що варіюються в процесі оптимізаційного розрахунку.

Робочим тілом АТН є водоаміачна суміш (аміак – холодильний агент, вода – абсорбент).

Нижчий ( $P_{0н}$ ) і вищий ( $P_{0в}$ ) парціальний тиск аміаку – холодильного агента визначаються у відповідності з прийнятими температурами випаровування:

$$P_{0н} = f_1(T_{0н}); \quad P_{0в} = f_1(T_{0в}) \quad (4)$$

Функція  $f_1$  отримана в результаті апроксимація довідкових таблиць [22].

$$P = [11,822 - 0,1(t + 273) + 0,000214(t + 273)^2] \quad (5)$$

Рушійна сила процесу випаровування аміаку в парогазовій суміші приймається у діапазоні 0,5...1,0 бар.

Парціальний тиск аміаку в потоці бідної (слабкої) та багатой (міцної) парогазової суміші визначається за співвідношеннями:

$$P_{бд} = P_{0н} - \Delta P_1; \quad P_{бг} = P_{0в} - \Delta P_2 \quad (6)$$

Приймаємо  $\Delta P_1 = 1,0$  бар,  $\Delta P_2 = 0,5$  бар.

Знаходимо об'ємну концентрацію аміаку в парогазовій суміші:

$$\varphi_{бд} = (P_{0н} - \Delta P_1)/P_0 = P_{бд}/P_0 \quad (7)$$

$$\varphi_{бг} = (P_{0в} - \Delta P_2)/P_0 = P_{бг}/P_0 \quad (8)$$

Для подальших розрахунків здійснюється перехід до масової концентрації:

$$\xi_{бд} = \varphi_{бд}/(m_r/m_a \cdot (1 - \varphi_{бд}) + \varphi_{бд}) \quad (9)$$

$$\xi_{бг} = \varphi_{бг}/(m_r/m_a \cdot (1 - \varphi_{бг}) + \varphi_{бг}) \quad (10)$$

де  $m_r$  та  $m_a$  – молекулярна маса інертного газу та аміаку відповідно.

Для водню  $m_r = 2$ , гелію  $m_r = 4$ , аміаку  $m_r = 17$ .

Визначеність кратності циркуляції парогазової суміші в абсорбері, випарникові та газорідному теплообміннику (ГРТО) визначається за формулою:

$$Z = (1 - \xi_{бг})/(\xi_{бг} - \xi_{бд}) \quad (11)$$

Температура бідної парогазової суміші на виході з абсорберу ( $T_{11}$  та  $T_9$ ), температура багатой парогазової суміші на виході з ГРТО ( $T_{10}$ ) і на вході в абсорбер ( $T_{12}$ ) задаються. У першому наближенні  $T_{10} = T_{12}$ ,  $T_{11} = T_9 = T_c$

Окрім цього для АХА з трьохпоточним випарником:

$$T_8 = T_8' = T_{0в} \quad (12)$$

Визначається ентальпія в характерних точках АХА (8, 9, 10, 11):

$$i_9 = i_{11} = i_r^{(1)} \cdot (1 - \xi_{бд}) + i_a^{(1)} \cdot \xi_{бд} \quad (13)$$

$$i_{10} = i_r^{(2)} \cdot (1 - \xi_{бг}) + i_a^{(2)} \cdot \xi_{бг} \quad (14)$$

$$i_8 = i_r^{(3)} \cdot (1 - \xi_{6r}) + i_a^{(3)} \cdot \xi_{6r} \quad (15)$$

$$\text{де } i_r^{(1)} = f_2(t_9 = t_{11}) \quad (16)$$

$$i_r^{(1)} = f_2(t_{10}) \quad (17)$$

$$i_r^{(3)} = f_3(t_{0в}) \quad (18)$$

$$i_a^{(1)} = f_3(t_9 = t_{11}) \quad (19)$$

$$i_a^{(2)} = f_3(t_{10}) \quad (20)$$

$$i_a^{(3)} = f_3(t_{0в}) \quad (21)$$

Вид функції  $f_2$  отримано на основі апроксимації довідкових табличних даних [22]:

Для водню:

$$i_{H2} = 144,1645 \cdot P + 0,3561123 \cdot T - 61,48778, \quad (22)$$

де  $P$  – тиск, МПа,  $T$  – температура, К.

Для гелію:

$$i_{He} = 1,796442 \cdot P + 5,187243 \cdot T + 1427,883 \quad (23)$$

де  $P$  – тиск, МПа,  $T$  – температура, °С.

Вид функції  $f_3$  також отримано на основі апроксимації довідкових табличних даних [22]:

При  $T < 273$  К:

$$i''_{NH3} = 1778,7692 - 4,7787547(T) + 0,03050898(T)^2 - 0,000048483562(T)^3 \quad (24)$$

При  $T > 273$  К:

$$i''_{NH3} = 1953,3241 - 5,9769516(T) + 0,032289773(T)^2 - 0,000047504782(T)^3 \quad (25)$$

Ентальпія бідної (слабкої) парогазової суміші на вході до випарника визначається на підставі теплового балансу ГРТО:

$$i_7 = i_7 = i_9 - (z + 1)/z \cdot (i_{10} - i_8) \quad (26)$$

Температура бідної (слабкої) парогазової суміші на вході до випарника визначається як функція:

$$T_7 = f_4(i_7, \xi_{6д}) \quad (27)$$

У розрахунках задається та варіюється температура слабкого розчину на виході з рідинного теплообмінника ( $T_{15}$ ) та міцного розчину на вході до рідинного теплообмінника ( $T_{16}$ ).

Задаються та варіюються також величини масових концентрацій міцного ( $\xi_{15}$  та  $\xi_{17}$ ) і слабкого розчинів ( $\xi_{16}$  та  $\xi_1$ ).

З досвіду практичних досліджень і розробок відомо, що найбільш оптимальними величинами для водоаміачного розчину є:

$$\xi_{15} = \xi_{17} = 0,15; \quad \xi_{16} = \xi_1 = 0,35 \quad (28)$$

Із високим ступенем достовірності можна вважати, що  $\xi_{15} = \xi_{17}$  рівними початкової концентрації АХА, а  $\xi_1 = \xi_{16}$  визначається за найвищою температурою кипіння у генераторі.

Кратність циркуляції розчину в абсорбері:

$$F = (0,998 - \xi_{16}) / (\xi_{15} - \xi_{16}) \quad (29)$$

Величина в чисельнику 0,998 являє собою масову концентрацію пара аміаку в паровій суміші, яка спрямовується до концентратора з генератору і ректифікатору.

Виконується розрахунок ентальпій міцного та слабкого водоаміачних розчинів за температурою і масовою концентрацією. Вид функції  $f_5$  визначено апроксимацією довідкових табличних даних [22]:

$$i = -1420,0085 + 8,4353449(T) - 0,0064670318(T)^2 + 3973,5503(\xi) - 32,203334(\xi)(T) + 0,052372586(\xi)(T)^2 - 4614,235(\xi)^2(T) - 0,051458103(\xi)^2(T)^2 \quad (30)$$

Теплове навантаження на рідинний теплообмінник:

$$q_{rto} = (F - 1) \cdot (i_{17} - i_{15}), \quad (31)$$

де:

$$i_{17} = f_5(\xi_{15}, T_{17})$$

$$i_{15} = f_5(\xi_{15}, T_{15})$$

Ентальпія міцного розчину на вході в рідинний теплообмінник:

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

на виході з рідинного теплообмінника:

$$i_1 = q_{rto} / F + i_{16} \quad (32)$$

Температура міцного розчину на виході з рідинного теплообмінника визначається як:

$$T_1 = f_6(i_1, \xi_{16}) \quad (33)$$

Вигляд функції  $f_6$  визначається із застосуванням апроксимаційних залежностей, отриманих із довідкових таблиць [22]:

$$T = [196,49412 + 0,16231934(i) + 0,000060970926(i)^2 + 130,47696(\xi) + 0,35732609(\xi)(i)^2 - 126,48546$$

$$(\xi)^2 - 0,29796106 (\xi)^2(i) - 0,000075062379 (\xi)^2(i)^2] \quad (34)$$

Температура пари на виході з генератора АХА ( $T_2$ ) являється параметром, який варіюється, та в області досліджуваних параметрів становить собою функцію тиску в системі та концентрації слабкого розчину. З метою недопущення високої інтенсивності процесів корозії не рекомендують працювати при температурі вище 190 °С [23], найбільш повною мірою таким, що задовольняє суперечливі вимоги термодинаміки та фізичної хімії (зокрема, у частині корозійної стійкості), є діапазон температур 160...175 °С. Зі зростанням рівня температур у генераторі-термосифоні знижується концентрація слабкого розчину ( $\xi_1$ ), що подається до верхньої частини абсорбера. Це призводить до підвищення ступеню очистки парогазової суміші, яка надходить до входу випарника, тобто до зниження рівня температур на випарнику. Разом з тим зі зростанням температур, відповідно закону Арреніуса, швидкість корозії в зоні генератора-термосифону зростає по експоненціальному закону.

За значенням величини  $T_2$  та загальному тиску в системі  $P_p$  визначаються масові концентрації та ентальпії пару й флегми:

$$\begin{aligned} \xi'_2 &= f_7(T_2, P_p); \quad \xi''_2 = f_8(T_2, P_p); \\ i'_2 &= f_9(T_2, P_p); \quad i''_2 = f_{10}(T_2, P_p) \end{aligned} \quad (35)$$

Вигляд функцій  $f_7, f_8, f_9, f_{10}$  визначаються за апроксимованими даними з довідкових джерел [22]:

$$\begin{aligned} \xi'_2 &= 2,996505 - 0,035396837(T_2) + 0,000095490056 \\ &(T_2)^2 - 0,021757092(P_p) + 0,0032355543(T_2)(P_p) - \\ &0,000010549682(P_p)(T_2)^2 + 0,0039892471(P_p)^2 - \\ &0,0000061231367(P_p)^2(T_2) + 2,1181208 \cdot 10^{-7}(P_p)^2(T_2)^2 \end{aligned} \quad (36)$$

де:  $T_2$  – температура, °С;  $P_p$  – тиск, бар.

В діапазоні  $T_2 = 110...270$  °С,  $P_p = 20...30$  бар,  $\xi' = 0,1...0,4$  максимальна похибка розрахунків за формулою 36 складає 0,73 %.

$$\begin{aligned} \xi''_2 &= 0,93828354 - 0,12306215(T_2) + 0,00073757396 \\ &(T_2)^2 + 0,85404986(P_p) - 0,00029641521(T_2)(P_p) - \\ &0,000031927416(P_p)(T_2)^2 - 0,040366468(P_p)^2 - \\ &0,00029853646(P_p)^2(T_2) - 2,2254604 \cdot 10^{-7}(P_p)^2(T_2)^2 \end{aligned} \quad (37)$$

де:  $T_2$  – температура, °С;  $P_p$  – тиск, бар.

В діапазоні  $T_2 = 80...210$  °С,  $P_p = 20...30$  бар,  $\xi' = 0,1...0,4$  максимальна похибка розрахунків за формулою 37 складає 1,7 %.

$$\begin{aligned} i'_2 &= 1,5948724 + 17,888749(T_2) - 0,13784486(T_2)^2 \\ &+ 4,4810974(P_p) - 1,6726092(T_2)(P_p) + 1,01600614 \\ &(P_p)(T_2)^2 + 1,4921967(P_p)^2 + 0,013228481(P_p)^2(T_2) - \\ &0,000270468220(P_p)^2(T_2)^2, \text{ кДж/кг} \end{aligned} \quad (38)$$

В діапазоні  $T_2 = 80...210$  °С,  $P_p = 20...30$  бар,  $\xi' = 0,1...0,4$  максимальна похибка розрахунків за формулою (38) складає 1,4 %.

$$\begin{aligned} i''_2 &= -6554,4702 + 98,661429(T_2) - 0,25216574(T_2)^2 \\ &+ 720,68032(P_p) - 8,8369736(T_2)(P_p) + \\ &0,25697279(P_p)(T_2)^2 - 14,833026(P_p)^2 + 0,18249762 \\ &(P_p)^2(T_2) - 0,00054437451, \text{ кДж/кг} \end{aligned} \quad (39)$$

В діапазоні  $T_2 = 110...270$  °С,  $P_p = 0,2...30$  бар,  $\xi' = 0,1...0,4$  максимальна похибка розрахунків за формулою 39 практично дорівнює нулю.

Розрахунок кількості флегми, що стікає з ректифікаторів в генератор та рідинний теплообмінник, здійснюється:

$$R = (\xi_{p'} - \xi_2'') / (\xi_2'' - \xi_2') \quad (40)$$

де:  $\xi_{p'}$  – масова концентрація пари, яка відповідає умовам фазової рівноваги на виході ректифікатора.

Температура пара аміаку на вході до конденсатору є функцією тиску в агрегаті:

$$T_4 = f_{11}(P_p) \quad (41)$$

Вигляд функції  $f_{11}$  визначено шляхом апроксимації довідкових даних [22]:

$$\begin{aligned} T_4 &= 226,83551 + 13,025596(P_p) - \\ &0,79117868(P_p)^2 + 0,014037122(P_p)^3, \text{ К} \end{aligned} \quad (42)$$

Тепло, які відводиться в конденсаторі від АХА:

$$q_K = i_4 - i_5, \quad (43)$$

де  $i_4$  та  $i_5$  – ентальпія пару та рідини аміаку, відповідно на вході та виході конденсатору, кДж/кг.

Ентальпія пару та рідини аміаку визначається як функція температури насичення за апроксимацією довідкових табличних даних [1]:

$$\begin{aligned} i_4 &= 1953,3241 - 5,9769516 \cdot (T_4) + 0,032289773 \\ &\cdot (T_4)^2 - 0,00004756782 \cdot (T_4)^3, \text{ кДж/кг} \end{aligned} \quad (44)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою 44 в діапазоні  $T_4 = 274 \dots 323$  К практично дорівнює нулю.

Ентальпія рідкого аміаку на виході з конденсатора визначається з урахуванням часткового переохолодження:

$$i_5 = i_5^{(s)} - \Delta i_{\text{по}} \quad (45)$$

де  $i_5^{(s)}$  – ентальпія рідкого аміаку на лінії насичення;  $\Delta i_{\text{по}}$  – величина переохолодження рідкого аміаку в конденсаторі.

Величина переохолодження може бути розрахована як:

$$\Delta i_{\text{по}} = C'_p * \Delta t_{\text{по}} \quad (46)$$

де:  $C'_p$  – ізобарна теплоємність, кДж/(кг·К);  $\Delta t_{\text{по}}$  – температурний напір при переохолодженні, К.

Значення  $\Delta t_{\text{по}}$  є параметром, що варіюється при розрахунку та оптимізації. З досвіду відомо, що  $\Delta t_{\text{по}} = 8 \dots 10$  К.

Ізобарна теплоємність рідкого аміаку розраховується за формулою:

$$C'_p = 4,6172 - 4,26024 \cdot 10^{-3} (T_4) + 5,2257 \cdot 10^{-7} (T_4)^2 + 3,9744 \cdot 10^{-8} (T_4)^3, \text{ кДж/(кг·К)} \quad (47)$$

Теплове навантаження на ректифікатор:

$$q_R = R (i''_2 - i'_2) + i''_2 - i_4 \quad (48)$$

Теплота абсорбції з урахуванням циркуляції парогазової суміші:

$$q_a = F (i_{15} - i_{16}) - i_{15} + Z (i_{10} - i_9) + i_{10} \quad (49)$$

Теплове навантаження термосифона-генератора:

$$q_h = F (i_{17} - i_1) - i_{17} + R (i''_2 - i'_2) + i''_2 \quad (50)$$

Теплове навантаження на ГРТО:

$$q_{\text{ГРТО}} = C''_p (T_9 - T_7), \quad (51)$$

де  $(T_9 - T_7)$  – значення переохолодження бідної парогазової суміші, К;  $C''_p$  – ізобарна теплоємність слабкої парогазової суміші, кДж/(кг·К).

Ізобарна теплоємність суміші може бути розрахована на основі правила адитивності:

$$C_p = C_p^{(x)} \cdot \xi_{\text{бд}} + C_p^{\text{Г}} \cdot (1 - \xi_{\text{бд}}) \quad (52)$$

де:  $C_p^{(x)}$ ,  $C_p^{\text{Г}}$  – ізобарна теплоємність аміаку та інертного газу відповідно, кДж/(кг·К).

Для аміаку:

$$C_p^{\text{Г}} = 20,5376 - 0,147682 (T) + 2,97799 \cdot 10^{-4} (T)^2 \quad (53)$$

де:  $T = (T_7 + T_9)/2$  – середня температура парогазової суміші.

Для інертного газу – водню:

$$C_p^{\text{Г}} = 13,27515 + 0,03284449(P_p) + 0,003696182(T) \quad (54)$$

де:  $P_p$  – тиск, МПа;  $T$  – середня температура.

Для інертного газу – гелію – ізобарна теплоємність практично є постійною у всьому діапазоні значень робочих параметрів АХА та дорівнює 5,196 кДж/(кг·К).

У випадку, якщо у якості інертного газу використовують суміш гелію та водню, теплоємність також розраховується шляхом використання правила адитивності.

Питома холодопродуктивність випарника АХА:

$$q_0 = Z (i_8 - i_7) + i_8 - i_6 \quad (55)$$

Тепловий баланс АХА:

$$q_0 + q_h = q_a + q_k + q_R$$

Визначається дійсне теплове навантаження на генераторі та випарнику з урахуванням втрати тепла через теплоізоляційний корпус (до 20 %) та необоротності процесу переохолодження збідненої парогазової суміші (до 15 %):

$$q_{\text{га}} = q_h \cdot 1,2 \quad (56)$$

$$q_{0\text{га}} = q_0 \cdot 0,85 \quad (57)$$

Теоретичний тепловий коефіцієнт АХА:

$$\eta_{\text{т}} = q_0/q_h \cdot 100\% \quad (58)$$

Дійсний тепловий коефіцієнт АХА:

$$\eta_{\text{т}} = q_{0\text{га}}/q_{\text{га}} \cdot 100\% \quad (59)$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення АТН:

$$\varphi_{\text{т}} = ((q_k + q_R + q_a)/q_h) \cdot 100\% \quad (60)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення АТН:

$$\varphi_d = ((q_k + q_R + q_a) / q_{hd}) \cdot 100\% \quad (61)$$

Дійсні масові витрати аміаку в випарнику АХА:

$$G = Q_0 / q_{0d}, \text{кг/с} \quad (62)$$

Визначення теплової потужності на кожному елементі АХА:

а) конденсатор

$$Q_c = q_c \cdot G \quad (63)$$

б) абсорбер

$$Q_a = q_a \cdot G \quad (64)$$

в) ректифікатор

$$Q_R = q_R \cdot G \quad (65)$$

г) генератор

$$Q_h = q_h \cdot G \quad (66)$$

д) випарник

$$Q_0 = q_{0a} \cdot G \quad (67)$$

є) ГРТО

$$Q_{\text{ГРТО}} = q_{\text{ГРТО}} \cdot G \quad (68)$$

ж) рідинний теплообмінник

$$Q_{\text{РТО}} = q_{\text{РТО}} \cdot G \quad (69)$$

Температура парогазової суміші на вході в ГРТО практично дорівнює температурі на виході з абсорберу:

$$T_9 = T_{11} \quad (71)$$

Температуру парогазової суміші на виході з ГРТО можна розглядати як температуру охолоджуючого середовища:

$$T_{10} = T_n \quad (72)$$

Температура міцного розчину, який спрямовується до входу рідинного теплообмінника, незначно вища за температуру охолоджуючого середовища:

$$T_{16} = T_n + 3 \quad (73)$$

Також допустимо прийняти температуру пари рівною температурі слабкого розчину, що виходить з генератора:

$$T_7 = T_2 \quad (74)$$

#### 4. Аналіз результатів розрахунку

В процесі розрахунку та оптимізації циклів АТН варіювався тип інертного газу.

Як зазначалося вище, найбільш оптимальними параметрами для водоаміачної суміші є значення масової концентрації: 0,35 для багатой суміші та 0,15 – для бідної. Зазначені значення приймалися як вихідні при розрахунках для всіх варіантів моделювання.

Варіювалися наступні параметри:

а) значення теплового навантаження на випарник – 500, 1000, 1500 Вт;

б) робочий тиск в системі – 25 бар та 30 бар;

в) температура холодного джерела – 0, 5, 10 °С.

Обрані параметри найбільш кардинально визначають режими роботи АТН і є, так би мовити, визначаючими параметрами.

Величини температур, що варіювалися, в характерних точках циклу АТН задавалися, виходячи з досвіду розробки, конструювання та апробацій. Таким чином, температура парогазової суміші ( $T_{11}$ ) на виході з абсорбера перевищує температуру навколишнього середовища ( $T_n$ ), що визначається як температура циркулюючої води, на 5 °С:

$$T_{11} = T_n + 5 \quad (70)$$

Температури парогазової суміші на виході з ГРТО та вході в абсорбер практично рівні:

$$T_{12} = T_{10} = T_{11} \quad (75)$$

Також можна прийняти відсутність теплових втрат на ділянці між абсорбером та рідинним теплообмінником, тобто:

$$T_{13} = T_{15} \quad (76)$$

$$T_{14} = T_{16} \quad (77)$$

#### 5. Висновки

Аналіз результатів розрахунку показав наступне – як у випадку застосування інертного газу водню, так і гелію, значення холодильної потужності за однакових режимних параметрів не впливає на величину коефіцієнта перетворення. Причому відмінність значень коефіцієнта перетворення для гелію та водню є незначною:  $\text{КП}_{\text{He}} = 129,66\%$ ,  $\text{КП}_{\text{H}_2} = 129,44\%$  (при температурі «холодного джерела» 0°С та холодильної потужності 500 Вт).

Зростання температури «холодного джерела» від 0 до 10 °С для гелію та для водню практично не впливає на величину коефіцієнта перетворення, зміна становить не більше 0,5 %.

## Особистий внесок авторів CRediТ

**Тітлов О.С.:** концептуалізація ідеї, методологія, формальний аналіз, написання – оригінальний проект, адміністрування. **Пономарьов К.М.:** аналіз та узагальнення даних, перевірка, візуалізація, дослідження, програмне моделювання.

## Література

1. LIFE Climate Change Mitigation and Adaptation. URL: [https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-funding-climate-action/life-climate-change-mitigation-and-adaptation\\_en](https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-funding-climate-action/life-climate-change-mitigation-and-adaptation_en) (дата звернення 13.02.2025)
2. Clean Energy Package. URL: <https://www.acer.europa.eu/electricity/about-electricity/clean-energy-package> (дата звернення 13.02.2025)
3. Heat Pumps. URL: <https://www.iea.org/energy-system/buildings/heat-pumps> (дата звернення 13.02.2025)
4. About heat pumps. URL: <https://www.ehpa.org/about-heat-pumps/> (дата звернення 13.02.2025)
5. BMWK. URL: <https://www.bmwk.de/Navigation/EN/Home/home.html> (дата звернення 13.02.2025)
6. **Тітлов О.С.** Розробка побутових апаратів на базі абсорбційно-дифузійних холодильних машин // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1996. – № 16. – С. 228-235.
7. **Захаров М.Д., Тітлов О.С., Ботук Ю.С., Васи́лів О.Б., Рева Н.В.** Енергетичні і екологічні показники компресійної та абсорбційної побутової холодильної техніки // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1997. – № 17. – С. 167-175.
8. **Тітлов О.С., Васи́лів О.Б.** Вартісні та екологічні експлуатаційні характеристики апаратів побутової холодильної техніки в Україні і країнах ЄС // Ринок інсталяційний. – 1998. – № 9. – С. 18-20.
9. Broad Group. URL: [http://en.broad.com/temp/endwml/endwml\\_kt.html](http://en.broad.com/temp/endwml/endwml_kt.html) (дата звернення 13.02.2025)
10. Robur Group. URL: <https://www.robur.com/ru/company/robur-corporation/robur-corporation> (дата звернення 13.02.2025)
11. Mitsubishi Electric та Yazaki Energy Systems. URL: [https://mitsubishielectric-shop.com.ua/about.html?srsId=AfmBOop6oawhcRJ12G56baXmcgpLiyG5vUpdzEwkkdcJINF\\_qYUg2Nmi](https://mitsubishielectric-shop.com.ua/about.html?srsId=AfmBOop6oawhcRJ12G56baXmcgpLiyG5vUpdzEwkkdcJINF_qYUg2Nmi) (дата звернення 13.02.2025)
12. Danfoss. URL: <https://www.danfoss.com/uk-ua/> (дата звернення 13.02.2025)
13. InvenSor. URL: <https://www.green-cooling-initiative.org/network/member/invensor-gmbh> (дата звернення 13.02.2025)
14. Ефективність теплового насоса. URL: <https://teplonasos.kiev.ua/ua/ehffektivnost-teplovogo-nasosa/> (дата звернення 13.02.2025)
15. Теплові насоси – 7 найбільших міфів і перевірка фактів. URL: <https://gree.com.ua/press-tsentr/mirovye-novosti/teplov-e-nasos-7-sam-kh-bolshykh-myfov-y-proverka-faktov.html> (дата звернення 13.02.2025)
16. Що таке тепловий насос? Які бувають теплові насоси та принцип їхньої роботи. URL: [https://modernsys.com.ua/uk/chto-takoe-teplovoy-nasos-ka-kie-byvayut-teplovye-nasosy-i-princyp-ih-raboty.html?srsId=AfmBOopGF08u7DgoodsPjUWazsxJiOC\\_UdZ-WnvF\\_y-NYW180LZhqGxm](https://modernsys.com.ua/uk/chto-takoe-teplovoy-nasos-ka-kie-byvayut-teplovye-nasosy-i-princyp-ih-raboty.html?srsId=AfmBOopGF08u7DgoodsPjUWazsxJiOC_UdZ-WnvF_y-NYW180LZhqGxm) (дата звернення 13.02.2025)
17. **Тітлов О.С., Захаров М.Д.** Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 113-127.
18. NoFrost і SmartFrost: новітні технології охолодження. URL: [https://liebherr-shop.in.ua/news/nofrost-i-smartfrost-novitni-tehnologii-oholodzhennya?srsId=AfmBOoqmusBB3eA7xUam6PeYIVxoaHrO9Z2NCGKBGhMxMGBOX9\\_MV2eh](https://liebherr-shop.in.ua/news/nofrost-i-smartfrost-novitni-tehnologii-oholodzhennya?srsId=AfmBOoqmusBB3eA7xUam6PeYIVxoaHrO9Z2NCGKBGhMxMGBOX9_MV2eh) (дата звернення 13.02.2025)
19. **Морозюк Л.І.** Тепловикористальні холодильні машини – шляхи розвитку і вдосконалення // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – Т.5. – № 50. – С. 23-29.
20. **Морозюк Т. В.** Водоаміачні термотрансформатори (теорія, аналіз, синтез, оптимізація): дис...д-ра техн. наук: 05.14.06. – Одеса, ОНПУ, 2001. – 382 с.
21. **Steirlin H., Ferguson J.R.** Diffusion absorption Heat Pump (DHP) // ASHRAE Transaction. – 1980. – Vol. 96. – Is. 1. – P.274-280.
22. **Богданов С.М., Бурцев С.І., Іванов О.П., Купріянова А.В.** Холодильне обладнання. Кондиціонування повітря. Властивості речовин: довідник. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
23. **Тітлов О.С.** Науково-технічні засади створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів: дис...д-ра техн. наук: 05.05.14. – Одеса, 2008. – 447 с.

Отримана в редакції 14.02.2025, прийнята до друку 04.03.2025

# Development of absorption thermal transformers for heating and cooling

Oleksandr Titlov<sup>✉1</sup>, Konstantin Ponomaryov<sup>2</sup>

<sup>1-2</sup>Odesa National University of Technology, 112 Kanatnaya Str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: <sup>1</sup>titlov1959@gmail.com

ORCID: <sup>1</sup><http://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; <sup>2</sup><http://orcid.org/0000-0002-7771-1316>

*Heat supply installations based on heat pumps, which allow reducing the consumption of primary energy (fuel) due to a more rational method of its conversion, are the main trend of modern technology, and the heat pump is in the center of attention of researchers. The article presents the results of the calculation and analysis of absorption heat pumps (AHP) for heating and cooling. Based on the experience of practical development of heat pumps, technical requirements have been formulated: AHP operates in the reversible “heating-conditioning” mode; the thermal power for heating is not less than 1500 W, for cooling – not less than 500 W; the heat coefficient is not lower than 0.3; the temperature of the “cold source” is -15...-10 °C; the ambient temperature is 10...15 °C; the temperature of the “hot source” is 160...190 °C; cooling of heat-dissipating elements of the AHP (absorber, condenser, rectifier) – liquid or air. Taking into account the formulated requirements, a multifunctional AHP scheme was developed. In the process of calculating and optimizing AHP cycles, the type of inert gas was varied. It was proved that the most optimal parameters for the water-ammonia mixture are the mass concentration value of 0.35 for a strong solution and 0.15 for a weak one. The following parameters were varied: the value of the heat load on the evaporator – 500, 1000, 1500 W; the operating pressure in the system – 25 and 30 bar; the temperature of the cold source – 0, 5, 10 °C. It was proved that both in the case of using the inert gas hydrogen and helium, the value of the refrigeration capacity under the same operating parameters does not affect the value of the conversion coefficient. Moreover, the difference in the values of the conversion coefficient for helium and hydrogen is insignificant:  $KP_{Ne} = 129.66\%$ ,  $KP_{H_2} = 129.44\%$  (at a “cold source” temperature of 0 °C and a refrigeration capacity of 500 W). An increase in the temperature of the “cold source” from 0 to 10 °C for helium and hydrogen has practically no effect on the value of the conversion coefficient, the change is no more than 0.5%.*

**Keywords:** Absorption heat pump; Technical requirements; Schematic solutions; Thermodynamic calculation method; Composition of the working fluid

## References

1. LIFE Climate Change Mitigation and Adaptation. Retrieved 13 February 2025 from [https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-funding-climate-action/life-climate-change-mitigation-and-adaptation\\_en](https://climate.ec.europa.eu/eu-action/eu-funding-climate-action/life-climate-change-mitigation-and-adaptation_en).
2. Clean Energy Package. Retrieved 13 February 2025 from <https://www.acer.europa.eu/electricity/about-electricity/clean-energy-package>.
3. Heat Pumps. Retrieved 13 February 2025 from <https://www.iea.org/energy-system/buildings/heat-pumps>.
4. About heat pumps. Retrieved 13 February 2025 from <https://www.ehpa.org/about-heat-pumps/>.
5. BMWK. Retrieved 13 February 2025 from <https://www.bmwk.de/Navigation/EN/Home/home.html>.
6. Titlov, O.S. (1996) Development of household appliances based on absorption-diffusion refrigerators. *Scientific works of the Odessa State Academy of Food Technologies*, 16, 228-235.
7. Zakharov, M.D., Titlov, O.S., Botuk, Yu.S., Vasylyv, O.B., Reva, N.V. (1997) Energy and environmental indicators of compression and absorption household refrigeration equipment. *Scientific works of the Odessa State Academy of Food Technologies*, 17, 167-175.
8. Titlov, O.S., Vasylyv, O.B. (1998) Cost and environmental performance characteristics of household refrigeration equipment in Ukraine and the EEC countries. *Installation market*, 9, 18-20.
9. Broad Group. Retrieved 13 February 2025 from [http://en.broad.com/temp/endwml/endwml\\_kt.html](http://en.broad.com/temp/endwml/endwml_kt.html).
10. Robur Group. Retrieved 13 February 2025 from <https://www.robur.com/ru/company/robur-corporation/robur-corporation>.
11. Mitsubishi Electric та Yazaki Energy Systems. Retrieved 13 February 2025 from [https://mitsubishi-electric-shop.com.ua/about.html?srsltid=AfmBOop6oawhcRJ12G56baXmcgpliyG5vUpdzEwkkdcJINF\\_qYUg2Nmi](https://mitsubishi-electric-shop.com.ua/about.html?srsltid=AfmBOop6oawhcRJ12G56baXmcgpliyG5vUpdzEwkkdcJINF_qYUg2Nmi).
12. Danfoss. Retrieved 13 February 2025 from <https://>

[www.danfoss.com/uk-ua/](http://www.danfoss.com/uk-ua/)

13. InvenSor. Retrieved 13 February 2025 from <https://www.green-cooling-initiative.org/network/member/invensor-gmbh>

14. Heat pump efficiency. Retrieved 13 February 2025 from <https://teplonasos.kiev.ua/ua/ehffektivnost-teplovogo-nasosa/>

15. Heat pumps – 7 biggest myths and fact check. Retrieved 13 February 2025 from <https://gree.com.ua/press-tsentr/mirovye-novosti/teplov-e-nasos-7-samkh-bolshykh-myfov-y-proverka-faktov.html>.

16. What is a heat pump? What are the types of heat pumps and how do they work?. Retrieved 13 February 2025 from [https://modernsys.com.ua/uk/chto-takoe-teplovoy-nasos-kakie-byvayut-teplovye-nasosy-i-princip-ih-raboty.html?srsltid=AfmBOopGF08u7DgoodsPjUWazsxJiOC\\_UdZ-WnvF\\_y-NYW180LZhqGxm](https://modernsys.com.ua/uk/chto-takoe-teplovoy-nasos-kakie-byvayut-teplovye-nasosy-i-princip-ih-raboty.html?srsltid=AfmBOopGF08u7DgoodsPjUWazsxJiOC_UdZ-WnvF_y-NYW180LZhqGxm).

17. **Titlov, O.S., Zakharov, M.D.** (2009) Scientific and technical foundations of the creation of energy-saving household absorption refrigeration appliances. *Scientific works of the Odessa State Academy of Food Technologies*, 35, 1, 113-127.

18. NoFrost and SmartFrost: latest cooling technologies. Retrieved 13 February 2025 from [https://liebherr-shop.in.ua/news/nofrost-i-smartfrost-novitni-tehnologii-oholodzhennya?srsltid=AfmBOoqmusBB3eA7xUam6PeYIVxoaHrO9Z2NCGKKBGhMxMGBOX9\\_MV2eh](https://liebherr-shop.in.ua/news/nofrost-i-smartfrost-novitni-tehnologii-oholodzhennya?srsltid=AfmBOoqmusBB3eA7xUam6PeYIVxoaHrO9Z2NCGKKBGhMxMGBOX9_MV2eh).

19. **Morozyuk, L.I.** (2014) Heat-using refrigeration machines – ways of development and improvement. *Refrigeration engineering and technology*, 5, 50, 23-29.

20. **Morozyuk, T.V.** (2001) Water-ammonia transformers (theory, analysis, synthesis, optimization). Dissertation in Engineering Sciences: 05.14.06. *Odesa, ONPU*, 382.

21. **Steirlin, H., Ferguson, J.R.** (1980) Diffusion absorption Heat Pump (DAHP). *ASHRAE Transaction*, 96, 1, 274-280.

22. **Bogdanov, S.M., Burtsev, S.I., Ivanov, O.P., Kupriyanova, A.V.** (1999) Refrigeration equipment. Air conditioning. Properties of substances: a reference book. *St. Petersburg: SPbGAKhPT*, 320.

23. **Titlov, O.S.** (2008) Scientific and technical principles of creating energy-saving household absorption refrigeration appliances. Dissertation in Engineering Sciences: 05.05.14. *Odesa*, 447.

---

Received 14 February 2025

Approved 04 March 2025

Available in Internet 31 March 2025