

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 621.565.58

Результати термодинамічного аналізу типових абсорбційних холодильних агрегатів

Л. В. Березовська¹, О. С. Тітлов²✉¹⁻²Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ²titlov1959@gmail.comORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0002-2896-9839>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>

Глобальний антропогенний вплив людства змушує розробників побутової холодильної техніки переглянути ставлення до абсорбційних холодильних агрегатів (АХА). 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 і потенціалу «парникового» ефекту. Абсорбційні холодильні прилади мають і низку таких унікальних якостей, як: безшумність, висока надійність та тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів під час експлуатації; можливість використання в одному апараті кількох джерел енергії – як електричних, так і альтернативних; можливість роботи з неякісними джерелами енергії, зокрема й електричної, у діапазоні напруги мережі 160...240 В. Разом з тим АХА мають підвищене в порівнянні з аналогічними компресійними моделями енергоспоживання. У роботі зроблено спробу з використанням термодинамічних параметрів реальних АХА, отриманих різними дослідниками, провести аналіз енергетичних характеристик у широкому діапазоні режимних параметрів. Розроблена методика термодинамічного розрахунку типового абсорбційного холодильного агрегату, основою якої покладено результати експериментальних досліджень типових реальних моделей, дозволяє проводити варіантні розрахунки у широкому діапазоні параметрів експлуатації. Показано, що зниження середньої температури випаровування призводить до збільшення теплових навантажень на елементах АХА, тобто морозильні апарати завжди мають великі масогабаритні характеристики, порівняно з холодильними камерами середнього холоду. Знайдено обмеження максимальної температури кипіння у генераторі АХА, що визначається корозійною стійкістю матеріалу стінки. Показано, що АХА тропічного виконання з робочим тиском у системі 30 бар вимагають великих енерговитрат, порівняно з аналогічними моделями для помірної клімату.

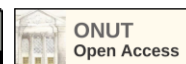
Ключові слова: Енергетична ефективність; Абсорбційний холодильний агрегат; Термодинамічний аналіз циклу; Теплові навантаження; Параметри експлуатації

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v59i3.2665>

© The Author(s) 2023. 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 (CO₂, N₂O, CH₄). Додатково в атмосферу надходили гази, що

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

Світова спільнота реагує на погіршення екологічної обстановки цілою низкою заборон і обмежень (Монреальський протокол, 1986 р.; Конве-

нція 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. Таке становище значною мірою пов'язане з тим, що комплекс технічних та економічних заходів, пов'язаних з переходом холодильної техніки на екологічно чисті холодоагенти, повною мірою можуть здійснити тільки країни з розвинутою економікою.

Ситуація, що склалася, змушує розробників побутової холодильної техніки переглянути ставлення до абсорбційних холодильних приладів (АХП), надалі, згідно з існуючими нормативними вимогами та визначеннями [2] – абсорбційними холодильниками та морозильниками, які комплектуються абсорбційними холодильними агрегатами (АХА) можуть розглядатися як один з альтернативних варіантів переходу на екологічно безпечні робочі речовини.

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 і потенціалу «парникового» ефекту [3].

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

а) безшумність, висока надійність та тривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів під час експлуатації;

б) можливість використання в одному апараті кількох 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, зокрема й електричної, у діапазоні напруги мережі 160...240 В.

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

АХП ефективні при використанні у якості мініхолодильників, мінібарів, у вбудовуваних і в транспортних моделях холодильників, коли холодопродуктивність не перевищує 20 Вт і недоцільно використовувати компресійні холодильники.

Абсорбційні холодильники та морозильники, оснащені пальниками, широко використовуються

туристами та мандрівниками, оскільки їм немає альтернативи в районах з відсутністю електроенергії.

Разом з тим АХП мають підвищене в порівнянні з аналогічними компресійними моделями енергоспоживання. На наш погляд, таке становище пов'язане не лише з недосконалістю їхнього холодильного циклу, а й з відсутністю відповідних наукових та інженерних розробок.

Порівняно невисока енергетична ефективність АХП обумовлює і вузьку область їх застосування, в основному як мініхолодильники, і невелику частку на ринку побутової холодильної техніки.

Таким чином, роботи, пов'язані з підвищенням енергетичної ефективності АХП, можна вважати актуальними.

2. Аналіз сучасних методів розрахунку абсорбційних холодильних приладів

Традиційна сучасна методика розрахунку побутових АХП включає три етапи [4, 5]:

а) перший етап – термодинамічний розрахунок холодильного циклу в «жорстких» умовах експлуатації (температура повітря в приміщенні 32, 38 або 43 °С залежно від кліматичного виконання холодильного приладу [6]) з визначенням параметрів стану у всіх характерних (вхід-вихід елементів) точках, питомих теплових навантажень на елементи та теплового коефіцієнта;

б) другий етап – розрахунок теплоізоляційних конструкцій з визначенням товщини теплоізоляції та теплоприпливів;

в) третій етап – з урахуванням теплоприпливів визначається холодопродуктивність випарника АХА, масова витрата холодоагенту – аміаку та потоків робочого тіла, теплові навантаження на елементи та виконується конструкторський розрахунок з визначенням геометричних параметрів елементів.

Основною проблемою на першому етапі є визначення вихідних значень параметрів робочого тіла (температури, тиску, складу) у характерних точках циклу АХА.

Зовнішніми вихідними даними у всіх випадках є:

а) температура навколишнього середовища, за якою визначається температурний напір у конденсаторі та тиск у циклі АХА;

б) температура в камері охолодження, за якою визначається мінімальна температура випаровування.

Розрахунковим вихідним значенням є фактично лише мінімальна температура випаровування, що визначається з припущення про адіабатність процесу [7, 8].

Інші вихідні дані в даний час отримують дослідним шляхом при випробуваннях реальних моделей [9-13] або з різних обмежень, пов'язаних з експлуатацією АХА і масогабаритних характеристик.

Так, наприклад, температура кінця кипіння ВАР у генераторі АХА обмежена корозійною стійкістю матеріалу стінки [14], а температури теплообмінників визначаються малогабаритними обмеженнями та вимогами до очищення парових потоків (у ректифікаторі та дефлегматорі).

Такий стан із визначенням набору необхідних вихідних даних не сприяє створенню енергозберігаючих побутових АХП, особливо при розробці нових, у тому числі комбінованих приладів з функцією нагрівання та охолодження.

В даний час фахівці при розрахунку АХА основну увагу приділяють контуру природної циркуляції, причому одночасно є два підходи.

Перший – перевірочний розрахунок, розроблений Г.Ф. Смірновим та В.М. Бузом [15-16], враховує взаємозв'язок процесів тепломасообміну у випарнику та абсорбері та особливо ефективно може бути використаний при прогнозуванні режимних параметрів АХА у разі зміни зовнішніх умов. Аналіз результатів моделювання процесів гідрогазодинаміки та тепломасообміну в контурі природної циркуляції (КПЦ) дозволив запропонувати нові конструкції АХА – «з розпаралелювання потоків робочого тіла в КПЦ» [17-18], що характеризуються підвищеною інтенсивністю внутрішніх процесів.

До нестачі такого підходу слід віднести високу невизначеність значень коефіцієнтів тепломасообміну при випаровуванні та абсорбції та гідрогазодинамічних характеристик потоків.

Другий підхід, запропонований Л.І. Морозюк [10-12] та С.В. Яровим [8], заснований на роздільному розгляді елементів КПЦ і дозволяє визначити геометричні параметри в умовах експлуатації абсорбційного холодильника. Недолік підходу – відсутність рекомендацій для розробників серійної продукції через невизначеність вихідних даних.

3. Методика термодинамічного розрахунку та аналізу типових абсорбційних холодильних агрегатів

У роботі зроблено спробу з використанням термодинамічних параметрів реальних АХА, отриманих різними дослідниками, провести аналіз енергетичних характеристик у широкому діапазоні режимних параметрів.

Вихідні дані для теплового розрахунку АХА наступні:

- 1) холодильна потужність (Q_0);
- 2) температура повітря у приміщенні (t_n);
- 3) температура у холодильній камері ($t_{ХК}$);
- 4) температура у низькотемпературному відділенні ($t_{НТО}$);
- 5) загальний тиск в агрегаті (P_0);
- 6) вирівнюючий інертний газ;
- 7) вид використовуваної енергії;
- 8) режим охолодження тепловиділяючих елементів (дефлегматору, конденсатору, абсорберу).

В якості вихідних даних приймемо режимні параметри, характерні для роботи холодильників типу «Кристал-404» АШ-150 [19]:

- холодильна потужність $Q_0 = 50$ Вт;
- температура повітря у приміщенні $t_n = 32$ °С;
- температура повітря у холодильній камері $t_{ХК} = 5$ °С;
- температура у низькотемпературному відділенні $t_{НТО} = -12$ °С;
- загальний тиск в агрегаті $P_0 = 20$ бар;
- вирівнюючий інертний газ – водень;
- вид використовуваної енергії – електрика;
- охолодження дефлегматору, конденсатору та абсорберу – повітряне.

При виборі вихідних даних холодильна потужність прийнята із запасом щонайменше на 20 % для забезпечення сталої роботи АХА.

Вибір параметрів парогазового контуру здійснюється на підставі даних, отриманих при випробуваннях дослідних та серійних зразків АХА [13].

Найнижча температура випаровування $t_{0н} = -18$ °С.

Найвища температура випарування $t_{0в} = 0$ °С;

Парціальний тиск аміаку у випарнику на межі розділу фаз визначається за температурою випаровування.

Найнижчий тиск випаровування $P_{0н} = 2,12$ бар.

Найвищий тиск випаровування $P_{0в} = 4,38$ бар.

Рухаючий напір парціального тиску аміаку в парогазовій суміші (ПГС) в абсорбері та випарнику приймається в діапазоні 0,5...1,0 бар.

Парціальний тиск пару аміаку NH_3 у потоці бідної ПГС

$$P_{бд} = P_{0н} - 0,80 = 2,12 - 0,80 = 1,32 \text{ бар};$$

у потоці багатой ПГС

$$P_{6r} = P_{0b} - 0,48 = 4,38 - 0,48 = 3,90 \text{ бар.}$$

Масовий склад аміаку в ПГС визначається за загальним та парціальним тиском за діаграмою i - ξ для суміші водню та аміаку [20]:

$$\xi_{6d} = 0,38; \xi_{6r} = 0,68.$$

Кратність циркуляції ПГС визначається за формулою:

$$L = \frac{1 - \xi_{6e}}{\xi_{6d} - \xi_{6o}} = \frac{1 - 0,68}{0,68 - 0,38} = 1,1 \text{ кг/кг.} \quad (1)$$

Температура бідної ПГС на виході з абсорбера (рис. 1):

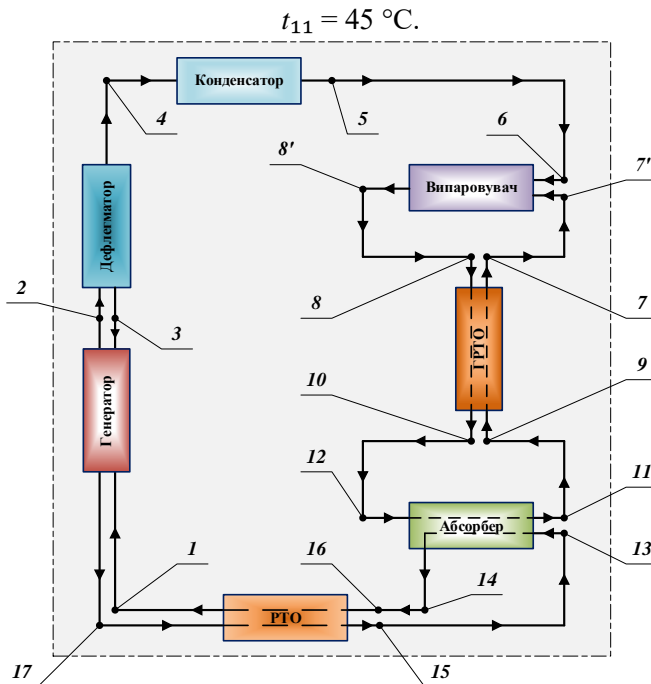


Рисунок 1 – Принципова схема розміщення елементів АХА: 1...17 – вузлові точки циклу.

Температура багатой ПГС на вході до абсорбера:

$$t_{10} = 37 \text{ }^\circ\text{C.}$$

За діаграмою i - ξ для $\text{NH}_3 + \text{H}_2$ за тиском і температурою ПГС визначається ентальпія в характерних точках циклу:

$$P_{0b} = 2,12 \text{ бар; } t_{11} = t_9 = 45 \text{ }^\circ\text{C; } i_{11} = i_9 = 920 \text{ кДж/кг;}$$

$$P_{0b} = 4,38 \text{ бар; } t_8 = t_{0b} = 0 \text{ }^\circ\text{C; } i_8 = 860 \text{ кДж/кг;}$$

$$P_{0b} = 4,38 \text{ бар; } t_{10} = t_{12} = 45 \text{ }^\circ\text{C; } i_{10} = 1100 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія бідной ПГС на вході у випарник визначається із теплового балансу РТО:

$$i_{7r} = i_9 - \frac{L+1}{L} \cdot (i_{10} - i_8), \text{ кДж/кг;} \quad (2)$$

$$i_{7r} = 920 - \frac{1,1+1}{1,1} \cdot (1100 - 860) = 462 \text{ кДж/кг.}$$

Температура бідной ПГС на вході у випарник визначається з діаграми i - ξ для $\text{NH}_3 + \text{H}_2$ по ентальпії та тиску: $t_{7r} = -3 \text{ }^\circ\text{C.}$

Температура слабкого розчину на виході з теплообміннику (РТО):

$$t_{15} = 55 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Температура міцного розчину на вході до РТО:

$$t_{16} = 50 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Масовий склад міцного та слабкого розчину на вході та виході з абсорбера приймається $\xi_{15} = \xi_{13} = 0,1 \text{ кг/кг}$ та $\xi_{14} = \xi_{16} = 0,3 \text{ кг/кг}$, відповідно.

Вища температура кипіння розчину в генераторі визначається за діаграмою i - ξ для $\text{NH}_3 + \text{H}_2$ за загальним тиском $P_0 = 20 \text{ бар}$ та концентрації слабкого розчину:

$$t_{17} = f_1(P_0, \xi_{15} = \xi_{13}), t_{17} = 182 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Кратність циркуляції розчину в абсорбері:

$$f = \frac{\xi_{14}'' - \xi_{13}}{\xi_{14} - \xi_{13}}, \text{ кг/кг;} \quad (3)$$

де ξ_{14}'' – масовий склад аміаку в парі міцного розчину, $\xi_{14}'' = 0,998 \text{ кг/кг.}$

$$f = \frac{0,998 - 0,1}{0,3 - 0,1} = 4,49 \text{ кг/кг.}$$

Тепло, що підводиться слабким розчином до міцного розчину в РТО:

$$q_{РТО} = (f - 1) \cdot (i_{17} - i_{15}), \text{ кДж/кг;} \quad (4)$$

де i_{17} – ентальпія слабкого розчину на вході до РТО, кДж/кг; i_{15} – ентальпія слабкого розчину на виході з РТО, кДж/кг;

$$i_{17} = f_2(t_{17}, \xi_{15});$$

$$i_{15} = f_3(t_{15}, \xi_{15}).$$

За діаграмою i - ξ знаходимо: $i_{17} = 750 \text{ кДж/кг;}$
 $i_{15} = 190 \text{ кДж/кг.}$

Тоді

$$q_{РТО} = (4,49 - 1) \cdot (750 - 190) = 1964 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпію міцного розчину на виході з РТО знаходять із рівняння теплового балансу РТО:

$$i_1 = \frac{q_{РТО}}{f} + i_{16}, \text{ кДж/кг;} \quad (5)$$

де $i_{16} = f_4(t_{16}, \xi_{16}); i_{16} = 100 \text{ кДж/кг;}$

$$i_1 = \frac{1964}{4,49} + 100 = 536 \text{ кДж/кг.}$$

За діаграмою i - ξ для $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ визначають температуру міцного розчину на виході із РТО:

$$t_1 = f_5(i_1, \xi_{16}); t_1 = 135 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Температуру пари на виході з генератора приймаємо:

$$t_2 = 115 \text{ }^\circ\text{C.}$$

По температурі t_2 та за загальним тиском за діаграмою i - ξ визначаємо масовий склад та ентальпію пари та рідини на виході з генератору:

$$\begin{aligned} \xi'_2 &= f_6(t_2, P_0), \xi_2 = \text{кг/кг}; \\ \xi''_2 &= f_7(t_2, P_0), \xi''_2 = 0,93 \text{ кг/кг}; \\ i'_2 &= f_8(t_2, P_0), i'_2 = 440 \text{ кДж/кг}; \\ i''_2 &= f_9(t_2, P_0), i''_2 = 1940 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Кількість флегми, що стікає з дефлегматора в генератор:

$$\begin{aligned} R &= \frac{1 - \xi''_2}{\xi''_2 - \xi'_2}, \text{ кг/кг}; \quad (6) \\ R &= \frac{1 - 0,93}{0,93 - 0,38} = 0,123 \text{ кг/кг}. \end{aligned}$$

Температуру пари на вході в конденсатор приймаємо: $t_4 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$.

Тепло, яке відводиться в конденсаторі:

$$q_K = i_4 - i_5, \text{ кДж/кг}; \quad (7)$$

де i_4 – ентальпія пари NH_3 при $P_0 = 20$ бар і $t_4 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $i_4 = 1709$ кДж/кг; i_5 – ентальпія рідкого NH_3 при $P_0 = 20$ бар і $t_5 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$; $i_5 = 682$ кДж/кг;

$$q_K = 1709 - 682 = 1027 \text{ кДж/кг.}$$

Тепло, що відводиться від дефлегматора:

$$\begin{aligned} q_R &= R \cdot (i''_2 - i'_2) + i''_2 - i_4, \text{ кДж/кг}; \quad (8) \\ q_R &= 0,123 \cdot (1940 - 440) + 1940 - 682 = 416 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Тепло, яке відводиться від абсорбера, з урахуванням циркуляції в ньому ПГС:

$$\begin{aligned} q_R &= f \cdot (i_{17} - i_{16}) - i_{17} + L \cdot (i''_2 - i_9) + i''_2, \text{ кДж/кг}; \quad (9) \\ q_R &= 4,49 \cdot (190 - 100) - 190 + 1,1 \cdot (1100 - 920) + 1100 = \\ &= 1512 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Тепло, витрачене на випарювання холодо-

агенту в генераторі:

$$\begin{aligned} q_h &= f \cdot (i_{17} - i_1) - i_{17} + R \cdot (i''_2 - i'_2) + i''_2, \text{ кДж/кг}; \quad (10) \\ q_h &= 4,49 \cdot (750 - 536) - 750 + 0,123 \cdot (1940 - 440) + \\ &+ 1940 = 2338 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Питома холодильна потужність випарника:

$$\begin{aligned} q_0 &= L \cdot (i_8 - i_7) + i_8 - i_5, \text{ кДж/кг}; \quad (11) \\ q_0 &= 1,1 \cdot (860 - 462) + 860 - 682 = 616 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Тоді тепловий баланс АХА:

$$q_h + q_0 = 2338 + 616 = 2954 \text{ кДж/кг.} \quad (12)$$

Підведене тепло

$$q_R + q_K + q_a = 416 + 1027 + 1512 = 2955 \text{ кДж/кг.} \quad (13)$$

Розрахунковий тепловий коефіцієнт АХА:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{q_0}{q_h} \cdot 100, \%; \quad (14) \\ \eta &= \frac{616}{2338} \cdot 100 = 26,3 \%. \end{aligned}$$

Масова витрата аміаку в АХА:

$$G_{\text{NH}_3} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{50}{616 \cdot 10^3} = 8,1 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с.} \quad (15)$$

Визначається теплова потужність елементів АХА:

- конденсатора:

$$\begin{aligned} Q_K &= G_{\text{NH}_3} \cdot q_K, \text{ Вт}; \quad (16) \\ Q_K &= 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot 1027 \cdot 10^3 = 83,2 \text{ Вт}; \end{aligned}$$

- ректифікатора:

$$\begin{aligned} Q_R &= G_{\text{NH}_3} \cdot q_R, \text{ Вт}; \quad (17) \\ Q_R &= 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot 416 \cdot 10^3 = 33,7 \text{ Вт}; \end{aligned}$$

- абсорбера:

$$Q_a = G_{\text{NH}_3} \cdot q_a, \text{ Вт}; \quad (18)$$

$$Q_a = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot 1512 \cdot 10^3 = 123 \text{ Вт};$$

- генератора:

$$Q_h = G_{NH_3} \cdot q_h, \text{ Вт}; \quad (19)$$

$$Q_h = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot 2338 \cdot 10^3 = 189,3 \text{ Вт};$$

- газового теплообмінника:

$$Q_{ГРТО} = G_{NH_3} \cdot q_{ГРТО}, \text{ Вт}; \quad (20)$$

$$Q_{ГРТО} = 8,1 \cdot 10^{-5} \cdot 240 \cdot 10^3 = 19,4 \text{ Вт}.$$

Проведено варіантний тепловий розрахунок циклу АХА.

Параметрами, що варіюються, були:

- 1) нижча та вища температури випаровування (середня температура випаровування) $t_{0н}$, $t_{0в}$, t_0 ;
- 2) холодильна потужність Q_0 ;
- 3) загальний тиск в апарату – P_0 ;
- 4) масовий склад слабкого та міцного розчину (ξ_{15} і ξ_{16});
- 5) величина зони дегазації в абсорберу (ξ_{15} - ξ_{16});
- 6) температура пари на виході із генератору – t_2 ;
- 7) температура слабкого та міцного розчинів на вході та виході з РТО – t_{15} і t_{16} , відповідно;
- 8) температура бідної та багатой ПГС на вході та виході з ГРТО – t_9 і t_{10} , відповідно.

Найбільш цікаві результати розрахунків представлені у вигляді залежностей від визначальних параметрів на рис. 2 і рис.3.

Аналіз залежності впливу середньої температури випаровування на величину теплової потужності елементів АХА (рис. 2) показує, що зі зниженням середньої температури випаровування з -9 до -27,5 °С необхідно збільшення теплової потужності на 40 %, у абсорбері – на 25 %, у конденсаторі – на 44 %, у дефлегматорі – на 40 %.

Теплова потужність РТО збільшується на 40 %, а ГРТО – на 350 %. Ці фактори необхідно враховувати при проектуванні холодильників і особливо морозильників з використанням АХА.

Вочевидь, що зниження рівня робочих температур у РТО та холодильній камері призводить і до зростання металоемності апарату загалом.

Співвідношення між холодильною потужністю випарника та тепловою потужністю елементів АХА наведено на рис. 3. Зростання величини хо-

лодильної потужності спричиняє відповідне пропорційне зростання теплових потужностей генератора, абсорберу, конденсатору, дефлегматору, РТО і ГРТО.

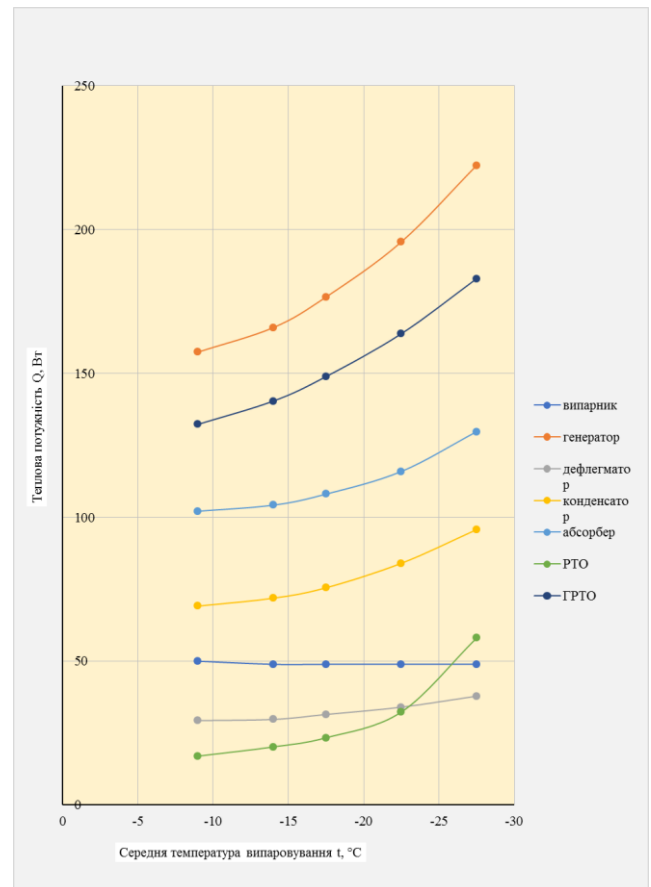


Рисунок 2 – Вплив середньої температури випаровування на величину теплової потужності елементів АХА

Знайдено залежність впливу температури кипіння розчину в генераторі на теплову потужність дефлегматора та генератора.

Збільшення рівня температур кипіння призводить у всьому діапазоні тисків (20...30 бар) до істотного зростання теплової потужності як дефлегматора, так і генератора.

Так, збільшення температури кипіння з 135 °С до 195 °С викликає зростання теплової потужності дефлегматора в 11 ... 12 разів, генератора – в 3,5 рази, при цьому тепловий коефіцієнт зменшується з 23,5 % до 6,7 %. Отриманий результат дозволяє зробити висновок, що при розробках АХА недоцільно підтримувати температуру кипіння в генераторі вище 175 °С.

Визначено залежність впливу загального тиску на теплову потужність елементів АХА при різних зонах дегазації.

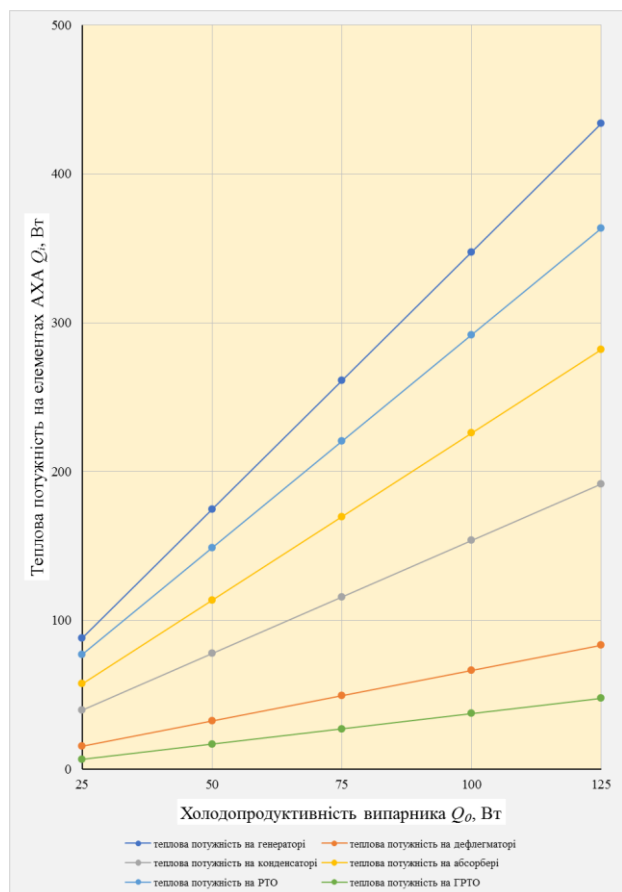


Рисунок 3 – Співвідношення між холодопродуктивністю випарника та тепловою потужністю на елементах АХА

Найбільш суттєво підвищення тиску з 20 бар до 30 бар впливає на зміну теплової потужності генератора та РТО – на 25...30 % та 75...80 %, відповідно.

4. Висновки

Розроблена методика термодинамічного розрахунку типового абсорбційного холодильного агрегату, основою якої покладено результати експериментальних досліджень типових реальних моделей, дозволяє проводити варіантні розрахунки широкому діапазоні параметрів експлуатації.

Показано, що зниження середньої температури випаровування призводить до збільшення теплових навантажень на елементах АХА, тобто морозильні апарати завжди мають великі масогабаритні характеристики, порівняно з холодильними камерами середнього холоду.

Знайдено обмеження максимальної температури кипіння у генераторі АХА, що визначається корозійною стійкістю матеріалу стінки.

Показано, що АХА тропічного виконання з

робочим тиском у системі 30 бар вимагають великих енерговитрат, порівняно з аналогічними моделями для помірною клімату.

Особистий внесок авторів CRediT

Березовська Л.В.: перевірка, візуалізація, дослідження, програмне забезпечення, написання – огляд та редагування. **Тіглов О.С.:** концептуалізація, методологія, формальний аналіз, написання – оригінальний проект, адміністрування.

Література

1. **B. Bolin, B. R. Deyes, J. Yager et al.** The Greenhouse Effect, Climatic Change and Ecosystems. – NY: John Wiley & Sons, 1989. – 574 p.
2. Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань: ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) – Чинний від 1995-7-20 – К. : Держстандарт України, 1996. – 22 с.
3. **McMullan J.T.** Refrigeration and the environment – issues and strategies for the future // International Journal of Refrigeration. – 2002. – Vol. 25. – P. 89-99.
4. **Niebergal W.** Sorptoin-kalte-maschinen. – Berlin: Springer, 1959. – 554 S.
5. **Тіглов О.С.** Розробка енергозберігаючої побутової та торгової холодильної техніки абсорбційного типу // Наукові праці ОДАХТ. – 2002. – № 23. – С. 237-240.
6. Прилади холодильні електричні побутові. Загальні технічні умови: ДСТУ 2295-93 (ГОСТ 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, ІЕС 335-2-24-84).– Чинний від 1995-7-20. – К. : Держстандарт України, 1996. – 35 с.
7. **Морозюк Л.І.** Удосконалення генераторів та парогазових циркуляційних контурів абсорбційно-дифузійних холодильних машин: дис. канд. техн. наук: 05.04.03. – Одеса, 1989. – 172 с.
8. **Яровий С.В.** Удосконалення парогазових контурів АДХА двокамерних холодильників: дис. канд. техн. наук: 05.04.03. – Одеса, 1993. – 188 с.
9. **Завертаний В.В.** Розробка низькотемпературних камер з абсорбційно-дифузійними холодильними машинами: дис.канд. техн. наук: 05.04.03. – Одеса, 1995. – 223 с.
10. **Морозюк Л.І.** Особливості розрахунку та конструювання парогазового теплообмінника абсорбційно-дифузійної холодильної машини // Холодильна техніка та технологія. – 1982. – № 35. –

С. 29–34.

11. **Морозюк Л.І.** «Метод циклів» у термодинамічному аналізі абсорбційно-дифузійних холодильних машин // Холодильна техніка та технологія. – 2000. – № 67. – С. 21–28.

12. **Морозюк Л.І.** Вирішення психрометричної задачі в абсорбційно-дифузійній холодильній машині методом аналогій // Холодильна техніка та технологія. – 2000. – № 69. – С. 57–62.

13. **Тітлов О.С., Ботук Ю.С., Мазур О.В., Завертаний В.В.** Оптимізація температурно-енергетичних характеристик абсорбційно-дифузійних холодильних агрегатів та апаратів побутової техніки на їх основі // Теплові режими та охолодження радіоелектронної апаратури. – 1995. – № 1-2. – С. 69-78.

14. **Ксенофонтowa Т.С, Марків Е.Я., Поляков Д. А., Ходаковська Т.А.** Вплив температури кипіння водоаміачного розчину на корозію в агрегаті побутового абсорбційного холодильника // Холодильна техніка. – 1986. – № 11. – С. 31–33.

15. **Smirnov G.F., Bukraba M.A., T. Fattuh T., Nabulsi B.** Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels // International Journal of Refrigeration. – 1996. – Vol. 19. – № 8. – P. 517–521.

16. **Buz V.N., Bukraba M.A., Smirnov G.F.** The mathematical and experimental modeling of absorption-diffusion refrigerators // International seminar and workshop "Heat pipes, heat pumps, refrigerators. Dual-use technologies", Sept. 15-18, 1995, Minsk.

17. **Г. Ф. Смірнов, О. С. Тітлов, О. Ю. Кагальський, В. С. Кіров.** Деклараційний патент на корисну модель № 13857 України, МПК7 F 25 В 15/02. Абсорбційно-дифузійний холодильний агрегат. – № 200510473; заявл. 07.11.2005; опубл. 17.04.2006, Бюл. № 4.

18. **Г. Ф. Смірнов, О. С. Тітлов, О. Ю. Кагальський, В. С. Кіров.** Деклараційний патент на корисну модель № 13910 України, МПК7 F 25 В 15/02. Абсорбційно-дифузійний холодильний агрегат. – № 200510724; заявл. 14.11.2005; опубл. 17.04.2006, Бюл. № 4.

19. Зведені дані товарів народного споживання: Частина 1. Холодильники та морозильники побутові електричні, термостати побутові. – М.: Міністерство загального машинобудування СРСР, 1990. – 102 с.

20. **Богданов С.Н., Іванов О.П., Купріянова А.В.** Холодильна техніка. Властивості речовин. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

Отримана в редакції 27.08.2023, прийнята до друку 18.09.2023

Results of thermodynamic analysis of typical absorption refrigerators

*Liudmyla Berezovska*¹, *Oleksandr Titlov*²✉

¹⁻² Odesa National University of Technology, 112 Kanatnaya Str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ²titlov1959@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0002-2896-9839>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>

Human global anthropogenic influence forces the developers of household refrigeration equipment to reconsider their attitude towards absorption refrigeration devices (ARD). The working body of ARD consists of natural components – water-ammonia solution (WAS) with the addition of inert gas (hydrogen, helium or their mixture) and is absolutely environmentally safe – it has zero values of ozone-depleting potential and the potential of the "greenhouse" effect. Absorption refrigeration devices have a number of such unique qualities, such as: silence, high reliability and long service life, absence of vibration, magnetic and electric fields during operation; the possibility of using several sources of energy in one device – both electric and alternative; the possibility of working with low-quality energy sources, in particular, electric energy, in the range of network voltage 160...240 V. At the same time, ARDs have higher energy consumption compared to similar compression models. In this work, an attempt is made to analyze the energy characteristics in a wide range of regime parameters using the thermodynamic parameters of real ARDs obtained by various researchers. The developed method of thermodynamic calculation of a typical absorption refrigeration device, which is based on the results of experimental studies of typical real models, allows variant calculations for a wide range of operating parameters. It is shown that a decrease in the average evaporation temperature leads to an increase in heat loads on the ARD elements, i.e. freezers always have large weight and size characteristics, compared to refrigerating chambers of medium cold. The limitation of the maximum boiling temperature in the ARD generator was found, which is determined by the corrosion resistance of the wall mate-

rial. It has been shown that ARDs of tropical design with a working pressure of 30 bar in the system require high energy consumption, compared to similar models for a temperate climate.

Keywords: Energy efficiency; Absorption refrigeration device; Thermodynamic analysis of the cycle; Heat loads; Operating parameters

References

1. **B. Bolin, B. R. Deyes, J. Yager et al.** (1989) The Greenhouse Effect, Climatic Change and Ecosystems. NY: John Wiley & Sons, 574.
2. (1996) Household refrigerating appliances. Operating characteristics and test methods: DSTU 3023-95 (GOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Valid from 1995-7-20. K.: State Standard of Ukraine, 22.
3. **McMullan, J.T.** (2002) Refrigeration and the environment – issues and strategies for the future. *International Journal of Refrigeration*, 25, 89-99.
4. **Niebergal, W.** (1959) Sorption chillers. Berlin: Springer, 554.
5. **Titlov, O.S.** (2002) Development of energy-saving household and commercial refrigerating equipment of the absorption type. *Scientific works of OSAFT*, 23, 237-240.
6. (1996) Refrigerating electrical household appliances. General technical conditions: DSTU 2295-93 (GOST 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, IEC 335-2-24-84). Valid from 1995-7-20. K.: Derzhstandard of Ukraine, 35.
7. **Morozyuk, L.I.** (1989) Improvement of generators and steam-gas circulation circuits of absorption-diffusion refrigerating machines: dissertation of candidate of technical sciences: 05.04.03. Odesa, 172.
8. **Yarovy, S.V.** (1993) Improvement of steam-gas circuits ADHA of two-chamber refrigerators: dissertation of candidate of technical sciences: 05.04.03. - Odesa, 188.
9. **Zavertaniy, V.V.** (1995) Development of low-temperature chambers with absorption-diffusion refrigerating machines: dissertation of candidate of technical sciences: 05.04.03. Odesa, 223.
10. **Morozyuk, L.I.** (1982) Peculiarities of calculation and design of steam-gas heat exchanger of absorption-diffusion refrigerating machine. *Refrigeration engineering and technology*, 35, 29-34.
11. **Morozyuk, L.I.** (2000) "Method of cycles" in thermodynamic analysis of absorption-diffusion refrigerating machines. *Refrigeration engineering and technology*, 67, 21-28.
12. **Morozyuk, L.I.** (2000) Solving the psychrometric problem in an absorption-diffusion refrigerating machine by the method of analogies. *Refrigeration engineering and technology*, 69, 57-62.
13. **Titlov, O.S., Botuk, Yu.S., Mazur, O.V., Zavertany, V.V.** (1995) Optimization of temperature and energy characteristics of absorption-diffusion refrigerating units and household appliances based on them. *Thermal modes and cooling of radio-electronic equipment*, 1-2, 69-78.
14. **Ksenofontova, T.S., Markiv, E.Ya., Polyakov, D.A., Khodakovska, T.A.** (1986) The effect of the boiling temperature of the water-ammonia solution on corrosion in the unit of a household absorption refrigerator. *Refrigeration engineering*, 11, 31-33.
15. **Smirnov, G.F., Bukraba, M.A., T. Fattuh, T., Nabulsi, B.** (1996) Domestic Refrigerators with Absorption-Diffusion Units and Heat-Transfer Panels. *International Journal of Refrigeration*, 19, 8, 517-521.
16. **Buz, V.N., Bukraba, M.A., Smirnov, G.F.** (1995) The mathematical and experimental modeling of absorption-diffusion refrigerators. *International seminar and workshop "Heat pipes, heat pumps, refrigerators. Dual-use technologies"*, Sept. 15-18.
17. **Smirnov, G.F., Titlov, O.S., Kagalsky, O.Yu., Kirov, V. S.** (2006) Declaratory patent for a composite model No. 13857 of Ukraine, IPC7 F 25 B 15/02. Absorption-diffusion refrigerating unit. No. 200510473; statement 07.11.2005; published 04/17/2006, Bull. No. 4.
18. **Smirnov, G.F., Titlov, O.S., Kagalsky, O.Yu., Kirov, V. S.** (2006) Declaratory patent for a composite model No. 13910 of Ukraine, IPC7 F 25 B 15/02. Absorption-diffusion refrigerating unit. No. 200510724; statement 14.11.2005; published 04/17/2006, Bull. No. 4.
19. (1990) Summary data of consumer goods: Part 1. Household electric refrigerators and freezers, household thermostats. M.: Ministry of General Mechanical Engineering of the USSR, 102.
20. **Bogdanov, S.N., Ivanov, O.P., Kupriyanova, A.V.** (1985) Refrigeration equipment. Properties of substances. M.: Agropromizdat, 208.

Received 27 August 2023
 Approved 18 September 2023
 Available in Internet 30 September 2023