

УДК 621.57

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2021.51.133-140>**В.Я. Ошовський**, доц., доц., канд. техн. наук*Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала**Макарова, м. Первомайськ, Україна**e-mail: oshovskyvikt@ukr.net*

## Аналіз неізотермічних процесів в дегазаторах ресорбційних холодильних машин

Розроблено методику аналізу залежності температури киплячого розчину в дегазаторі від отриманого тепла. На прикладі аналізу кипіння в дегазаторі водоаміачного розчину при різних його вихідних параметрах побудовано графіки залежностей і показано, що на їх характер суттєво впливає початкова концентрація розчину. Запропоновано при проектуванні ресорбційних машин використовуючи дану методику аналізу вибирати початкову концентрацію розчину для наближення до еквідистантності змін температури розчину і охолоджуваної речовини з метою зменшення енергетичних втрат.

**дегазатор, ресорбційні холодильні машини, інтервал концентрацій, розчин, приведена ентальпія**

**Постановка проблеми.** Процеси охолодження потоків рідких і газоподібних речовин широко використовуються як в різних галузях промисловості, в сільському господарстві, а також в установках глибокого охолодження для отримання кисню, в теплових насосах для економічного теплопостачання з природних та інших альтернативних джерел та для кондиціонування повітря.

Доведено, що для таких процесів високу термодинамічну ефективність мають цикли в яких температури робочого тіла і охолоджуваного потоку еквідистантні [1].

Одним з видів холодильних машин, в яких охолоджує робоче тіло має змінну температуру при поглинанні тепла є ресорбційні холодильні машини (РХМ) та теплові насоси, які працюють на розчинах агентів в абсорбентах [2, 3, 4, 5]. Їх особливістю є можливість зменшити ступінь стискання пари та близько до еквідистантного характеру копіювати температуру охолоджуваного потоку, що при охолодженні рідин і газів могло б значно підвищити термодинамічну ефективність цих процесів.

Але характер неізотермічності процесів дегазації розчинів в апаратах ще недостатньо досліджений для впровадження РХМ. Без розрахунків, аналізу і побудови графіків залежності температури розчину від переданої теплоти та корегування температурного напору по довжині теплообмінних апаратів неможливо практично здійснити роботу РХМ за заданими вихідними параметрами охолодження. Зміни температури киплячого розчину характеризується не тільки зміною його кількості, а й зміною теплових властивостей з-за зменшення концентрації по агенту. Це ускладнює задачу розрахунку РХМ, тому що призначеному при розрахунку температурному напору на кінцях дегазатора може не відповідати напір в середній його частині і навіть бути від'ємним, що призведе практично до неможливості потрібного теплообміну.

Тому розробка методів розрахунку і аналізу неізотермічних процесів розчину в дегазаторах є актуальними для проектування РХМ.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Залежно від конструкції дегазатора склад пари яка відводиться з нього може бути від близького до рівноважного вхідному міцному розчину до рівноважного слабкому розчину на виході з дегазатора [7, 8].

Бліер Б.М. і Вургафт А.В. за способами відгону пари випарні апарати абсорбційних машин підрозділяють на три типи: несуміщений, суміщений і напівсуміщений [9]. Але ці апарати, подібні до дегазаторів, працюють не для охолодження, а для генерації пари з розчину при тиску конденсації і температурах значно вище навколишнього середовища в абсорбційно-генераторному контурі термічного компресора.

Розрахунок процесів тепломасообміну в одноірних потоках розчину і пари можна здійснювати за геометричним співвідношення відрізків (конод), які з'єднують стан розчину і пари у процесах циклу побудованому в  $\xi, i$  - діаграмі розчину [7, 9].

Прогнозується перспективність використання ресорбційних машин в рішеннях проблем енергозбереження [10, 11], але відзначаються труднощі їх розрахунку і реалізації з-за недостатності досліджень.

**Постановка завдання.** Метою статті є розробка методики розрахунків та аналіз характеру неізотермічного процесу кипіння розчину в протитоківих дегазаторах ресорбційних холодильних машин при різних варіантах концентрацій розчину і температурах відбору пари для можливості вирівнювання температурного напору між охолоджуючим киплячим розчином і охолоджуваним потоком рідини або газу.

**Виклад основного матеріалу.** Температурний напір між потоками в дегазаторі залежить в основному від характеру зміни температури розчину, який кипить в дегазаторі при сприйманні теплоти. При необгрунтовано вибраних тиску дегазації, від якого залежить інтервал концентрацій розчину, та температурних напорів на кінцях протитоківого дегазатора розрахунковий температурний напір в середній частині дегазатора між потоками може бути як додатною величиною, що сприяє передачі теплоти від охолоджуваного потоку до киплячого розчину, так і від'ємною, що унеможливить роботу дегазатора та РХМ в заданому режимі.

Таким чином виникає необхідність розрахунку і побудови залежності різниці температур від теплоти, яка передається між потоками в протитоківому дегазаторі  $\Delta T = f(Q)$ , щоб не було зменшення температурного напору в перерізах теплообмінника менше прийнятого допустимого. Температурний напір між потоками залежить в основному від масової витрати і властивостей розчину, які змінюються по довжині дегазатора, а також від незначних змін властивостей охолоджуваної речовини.

Для однорідного охолоджуваного потоку залежність переданого тепла від температури  $Q = f(T)$  більш прямолінійна. Для охолоджуючого потоку киплячої парорідинної суміші у зв'язку зі зміною співвідношення мас, складу і властивостей рідкої і парової фази залежність  $Q_0 = f(T)$  не прямолінійна. Тому основний вплив на температурний напір  $\Delta T$  по довжині дегазатора має залежність  $Q_0 = f(T)$  для киплячого розчину. Після вибору тиску дегазації і температурного напору на кінцях дегазатора необхідно обов'язково будувати графіки залежності температур потоків киплячого розчину і охолоджуваної речовини в залежності від переданого тепла. Потім за значеннями  $\Delta T = f(Q)$  корегувати початкову концентрацію киплячого розчину вибором тиску дегазації при заданій нижчій температурі цього розчину таким чином, щоб в інтервалі температур кипіння і концентрацій розчину  $\Delta T$  не було менше допустимого.

В дегазаторі охолоджувальний ефект дає розчин і він завжди повинен рухатися протитоком до охолоджуваного потоку. Пара не має особливого впливу на процес охолодження і може рухатися як протитоком до охолоджуваної рідини, так і прямотоком, залежно від перетину дегазатора для її відбору в компресор.

Проаналізуємо залежності  $Q_0 = f(T)$  для двох варіантів дегазаторів: з відбором пари з холодного та з відбором пари з теплого перетинів дегазатора.

В дегазаторі з відбором пари з холодного перетину (рис. 1, а) течія розчину протитокова, а пари прямоотокова відносно до потоку охолоджуваної речовини. Течія пари і розчину одномірні, тому в різних перетинах  $N$  дегазатора сумарний потік пари і розчину незмінний за правилом суцільності сумарного потоку. Розчин при кипінні тече від перетину  $I$  до перетину  $II$ . Його температура при цьому підвищується від нижчої  $T_1$  до вищої  $T_2$ , а кількість зменшується від  $M_1$  до  $M_2$ . Пара рухається над поверхнею розчину від перетину  $II$  до перетину  $I$ , її кількість збільшується від  $M_2=0$  до  $M_1$ . В процесі теплообміну тиск суміші пари і розчину  $P_0 = \text{const}$ . Тепло передається від потоку речовини до розчину, що рухається протитоком.

Припустимо теоретично, що у всіх перетинах дегазатора, перпендикулярних напрямку руху потоків, пара рівноважна з розчином. В розрахунках реальних процесів необхідно врахувати відхилення концентрації і температури пари від розчину, які залежать від конструкції апаратів і властивостей розчину та враховуються за експериментальними даними по відхиленням температури, це близько  $3...7^\circ\text{C}$ , наприклад для водоаміачного розчину [12, с. 50].

Прийmemo у виведенні залежностей для розрахунків, при одномірному потоці суміші вздовж дегазатора, напрям руху розчину за додатній, а рух пари за від'ємний.

Виділимо в дегазаторі вільний перетин  $N$  та введемо такі позначення:  $N, I, II$  – стани сумішей пари і розчину відповідно в перетинах  $N, I, II$ ;  $n, 1, 2$  – стани розчину відповідно в перетинах  $N, I, II$ ;  $n', 1', 2'$  – стани пари відповідно в перетинах  $N, I, II$ .

За умов нерозривності та одномірності потоку пари і розчину та враховуючи що при відборі пари з холодного перетину дегазатора напрями потоків розчину і пари протилежні слідує, що в кожному з перетинів потоків  $N, I, II$  сумарні масові витрати потоків пари і розчину постійні, відповідно

$$M_N = M_n - M_{n'} = M_I - M_{I'} = M_2 = \text{const} . \quad (1)$$

Аналогічно, за умови нерозривності одномірного потоку по агенту, в тих же перетинах дегазатора

$$M_N \times \zeta_N = M_I \times \zeta_I = M_{II} \times \zeta_{II} = \text{const}, \quad (2)$$

або  $(M_n - M_{n'}) \zeta_N = (M_I - M_{I'}) \zeta_I = M_2 \times \zeta_2 = \text{const}, \quad (3)$

або  $M_n \times \zeta_n - M_{n'} \times \zeta_{n'} = M_I \times \zeta_I - M_{I'} \times \zeta_{I'} = M_2 \times \zeta_2 = \text{const}, \quad (4)$

де  $\zeta_N, \zeta_I, \zeta_{II}$  – концентрація потоку відповідно в перетинах  $N, I, II$ .

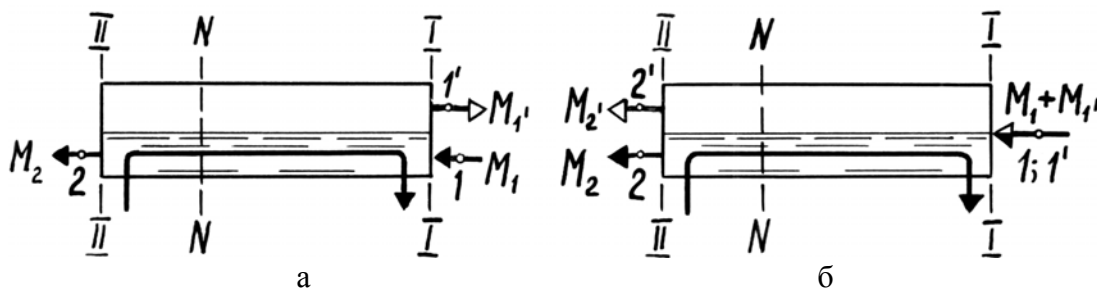


Рисунок 1 – Схеми дегазаторів з відбором пари із холодного (а) і теплого (б) перетинів  
Джерело: розроблено автором

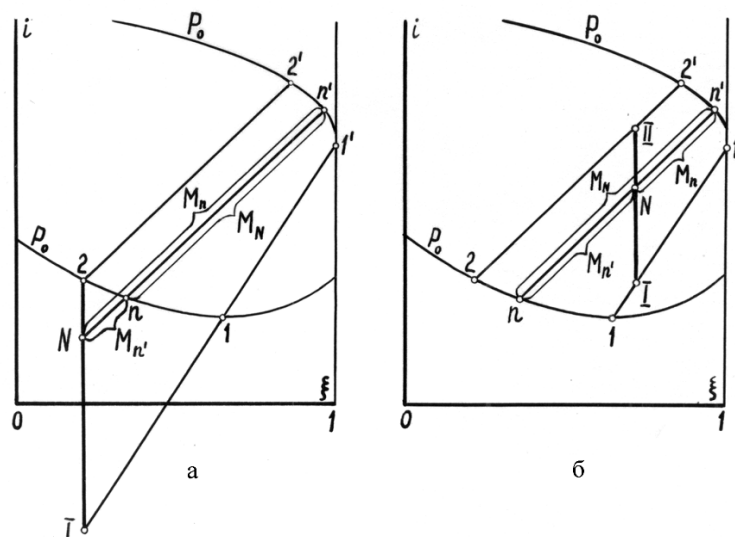


Рисунок 2 – Співвідношення потоків на  $\xi, i$  – діаграмі при відборі пари із холодного (а) і теплового (б) перетинів дгазатора

Джерело: розроблено автором

З виразів (2), (3) та з урахуванням (2) виходить, що

$$\xi_N = \xi_I = \xi_{II} = \xi_2 = \text{const.}$$

Таким чином, процес зміни стану суміші пари і розчину знаходиться в  $\xi, i$  – діаграмі розчину на лінії  $\xi_2 = \text{const}$  (рис. 2, а), яку називають віссю приведених ентальпій потоку [7, 8, 9].

В перетинах дгазатора за правилом відрізків коноди, яка з'єднує стани розчину і пари можна отримати з рівнянь (3) та (4) такі співвідношення витрат розчину і пари

$$\text{в перетині N} \quad \frac{M_n}{M_{n'}} = \frac{\xi_{n'} - \xi_N}{\xi_n - \xi_N} = \frac{\xi_{n'} - \xi_2}{\xi_n - \xi_2}, \quad (5)$$

$$\text{в перетині I} \quad \frac{M_1}{M_{1'}} = \frac{\xi_{1'} - \xi_I}{\xi_1 - \xi_I} = \frac{\xi_{1'} - \xi_2}{\xi_1 - \xi_2}, \quad (6)$$

$$\text{в перетині II} \quad \frac{M_2}{M_{2'}} = \frac{\xi_{2'} - \xi_{II}}{\xi_2 - \xi_{II}} = \frac{\xi_{2'} - \xi_2}{\xi_2 - \xi_2} = \infty. \quad (7)$$

З виразів (5), (6), (7) витікає, що в кожному перетині дгазатора витрати розчину пропорційні різниці концентрації пари і приведеної концентрації потоку в цьому перетині, а витрати пари пропорційні різниці концентрацій розчину і приведеної концентрації. На  $\xi, i$  – діаграмі різниці концентрацій пропорційні відріzkам конод, що з'єднують точки відповідних станів пари, розчину і парорідинної суміші в перетинах потоку. Тоді процес I-II, що характеризує зміну стану потоку парорідинної суміші - в  $\xi, i$  – діаграмі лежатиме на лінії приведених ентальпій між точкою перетину її з продовженням коноди 1'-1 і точкою 2 (рис. 1, а).

Співвідношення витрат розчину і пари в кожному перетині N дгазатора можна виразити через ентальпії або концентрації потоків розчину і пари в цьому перетині

$$\frac{M_n}{M_{n'}} = \frac{i_{n'} - i_N}{i_n - i_N} = \frac{\xi_{n'} - \xi_N}{\xi_n - \xi_N} = \frac{\xi_{n'} - \xi_2}{\xi_n - \xi_2}. \quad (8)$$

Це підтверджує правильність розташування на  $\xi, i$  - діаграмі (рис. 2, а) відрізка прямої  $I-2$ , що характеризує зміну приведенної ентальпії парорідинної суміші розчину і пари в процесі дегазації.

Приведену ентальпію сумарного потоку в будь-якому перетині можна визначити графічно на  $\xi, i$  - діаграмі розчину або аналітично за відомими станами розчину і пари в цьому перетині.

Графічно приведена ентальпія  $i_N$  в будь-якому перетині потоку  $N$  визначається на  $\xi, i$  - діаграмі точкою, яка лежить на перетині продовження відповідної коноди  $n'-n$  з віссю приведених ентальпій  $I-2$ .

Аналітично приведену ентальпію  $i_N$  в будь-якому перетині  $N$  потоку можна визначити за параметрами точок процесу по одній із формул виведених із співвідношень (8)

$$i_N = \frac{i_n(\xi_{n'} - \xi_2) - i_{n'}(\xi_n - \xi_2)}{\xi_{n'} - \xi_n} = i_{n'} - \frac{(\xi_{n'} - \xi_2)(i_{n'} - i_n)}{\xi_{n'} - \xi_n} = i_n - \frac{(\xi_n - \xi_2)(i_{n'} - i_n)}{\xi_{n'} - \xi_n}. \quad (9)$$

Для побудови графіка залежності  $Q_0=f(T)$ , тобто кількості сприйманого робочим тілом тепла від температури розчину, необхідно процес зміни стану розчину 1- $n$ -2 на лінії кипіння в  $\xi, i$  - діаграмі розбити перетинами по температурам, наприклад  $T_1, T_a, T_b, \dots, T_n, \dots, T_2$ . Приведені ентальпії суміші розчину і пари в цих перетинах (процес 1- $N$ -2) визначаються графічно продовженням конод, наприклад  $n'-n$  до перетину з лінією процесу  $I-2$  в точці  $N$ , або за параметрами точок по одній з формул (9).

Кількість тепла, отримане сумарним потоком робочого тіла  $M_2$  при нескінченно малій зміні приведенної ентальпії потоку,  $dQ_0=M_2di$ , тоді кількість тепла, отримане робочим тілом на ділянці від початкового перетину потоку  $I$  до будь-якого перетину  $N$

$$Q_{0N} = \int_I^N M_2 di = M_2(i_N - i_I). \quad (10)$$

Кількість тепла, яке отримане сумарним потоком робочого тіла від перетину  $I$  до перетинів  $A, B, \dots, N, \dots, 2$  буде відповідно дорівнювати:

$$Q_{0A} = M_2(i_A - i_I); Q_{0B} = M_2(i_B - i_I); \dots Q_{0N} = M_2(i_N - i_I); \dots Q_{02} = M_2(i_2 - i_I). \quad (11)$$

По знайдених таким чином кількостях тепла (10, 11) і відомим температурам розчину в перетинах  $I, A, B, \dots, N, \dots, 2$  будується графік  $Q_{0N} = f(T_N)$ .

У дегазаторі з відбором теплої пари рух розчину і пари додатній тому приведеній стан суміші розчину і пари відбувається по лінії  $I - II$  (рис. 2, б). Температура киплячого розчину підвищується від  $T_1$  до  $T_2$ . Масова витрата розчину при цьому зменшується від  $M_1$  до  $M_2$  а пари відповідно збільшується від  $M_1'$  до  $M_2'$ . Тиск кипіння розчину  $P_0=const$ . Сумарний потік через будь-який перетин  $N$  дегазатору в цьому випадку дорівнює кількості розчину  $F$ , що дроселюється в дегазатор, тобто  $M_N = M_n + M_{n'} = F = const$ .

Обчислити приведену ентальпію в перетині потоку  $N$  можна із співвідношення витрати розчину (або пари) до сумарного потоку. За правилом змішування

$$\frac{M_n}{M_N} = \frac{M_n}{F} = \frac{i_{n'} - i_N}{i_{n'} - i_n} = \frac{\xi_{n'} - \xi_N}{\xi_{n'} - \xi_n},$$

звідки

$$i_N = i_{n'} - \frac{M_n}{F}(i_{n'} - i_n) = i_{n'} - \frac{(\xi_{n'} - \xi_N)(i_{n'} - i_n)}{\xi_{n'} - \xi_n}. \quad (12)$$

Кількість тепла, що отримане сумарним потоком  $F$  робочого тіла на ділянці від початкового перетину  $I$  до будь-якого перетину  $N$

$$Q_{0,N} = \int_I^N F di = F(i_N - i_I). \quad (13)$$

Підставивши сюди значення  $i_N$  з формули (13) одержимо кількість тепла отриманого в будь-якому перетині  $N$

$$Q_{0,N} = F \left[ i_{n'} - i_I - \frac{(\xi_{n'} - \xi_N)(i_{n'} - i_n)}{\xi_{n'} - \xi_n} \right]. \quad (14)$$

Графік залежності  $Q_0=f(T)$  можна побудувати, розбивши в діаграмі за рис. 2, б лінію  $I-II$  зміни стану сумарного потоку  $F$  конодами по температурах киплячого розчину, наприклад  $T_1, T_a, T_b, \dots, T_n, \dots, T_2$ . На перетинах конод з віссю приведенного потоку  $I-II$  графічно визначаються ентальпії приведенного потоку при температурах киплячого розчину  $T_1, T_a, T_b, \dots, T_n, \dots, T_2$ . На перетині конод з лінією  $1'-2'$  визначаються параметри точок пари, а на лінії  $1-2$  - параметри точок розчину. За формулами (13, 14) визначається кількість тепла, отримане робочим тілом на ділянці від початкового перетину потоку  $I$  до будь-якого перетину  $N$  з температурою розчину  $T_n$ .

На рис. 3 приведені залежності  $Q_0=f(T)$  для розглянутих способів дегазації водоаміачного розчину при відборі холодної пари (1, 3, 4) з холодного перетину та теплої (2) з теплового перетинів дегазатора та при різних початкових концентраціях киплячого розчину.

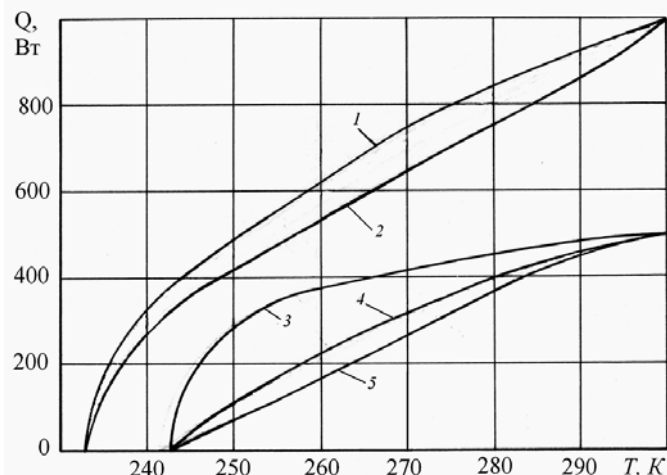


Рисунок 3 – Залежність  $Q=f(T)$  при дегазації водоаміачного розчину (1...4) і охолодженні антифризу (5)  
Джерело: розроблено автором

Лінії 1, 2 - при холодопродуктивності  $Q_0 = 1000$  Вт, неізотермічності кипіння розчину від 233К до 300К, тиску дегазації 39,2кПа. Для порівняння процесів дегазації з відбором холодної (1) та теплої (2) пари при початковій концентрації киплячого розчину 0,644 кг/кг.

Лінії 3, 4 – при холодопродуктивності  $Q_0 = 500$  Вт і неізотермічності кипіння розчину від 243К до 300К:

- 3 - при початковій концентрації розчину 0,84 кг/кг (тиск дегазації 98 кПа);
- 4 - при початковій концентрації розчину 0,544 кг/кг (тиск дегазації 39,2 кПа).

Для порівняння приведена крива 5, що відповідає залежності  $Q=f(T)$  для антифризу марки 40 при  $Q=500$  Вт.

Аналіз неізотермічного процесу кипіння розчину  $Q_0=f(T)$  в дегазаторі РХМ (рис3) показує, що залежності 1, 2, 3, 4 між температурою і теплом, який сприймає

розчин більш непропорційні у відзнаку від залежності для охолоджуваного потоку рідини 5. Дуже впливає на пропорційність графіка початкова концентрація розчину. Так, найбільша непропорційність графіка  $Q_0=f(T)$  при високій концентрації (графік 3), а найменша – при середній (4).

Причиною цього є зміна в процесі кипіння не тільки кількості розчину, а й його концентрації, яка суттєво змінює теплоту пароутворення від більш насиченого до мало насиченого розчину.

Перетин відбору з дегазатора холодної (1) або теплої (2) пари незначно впливає на пропорційність залежності  $Q_0=f(T)$ .

**Висновки.** Таким чином розроблена методика аналізу залежності температури киплячого розчину від переданого тепла в дегазаторі РХМ дає можливість вибору доцільного варіанту початкової концентрації киплячого розчину. Рекомендується вибирати початкову концентрацію таким чином, щоб наблизити до еквідистантності зміни температур охолоджуючого потоку розчину та охолоджуваного потоку рідини або газу. Це сприятиме розробці термодинамічно ефективних РХМ, які можуть бути використані в енергозберігаючих технологіях охолодження в промисловості, в сільському господарстві та різних установках для охолодження рідин або газів.

## Список літератури

1. Мартыновский, В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / под ред. В.М. Бродянского. Москва : Энергия, 1979. 288 с.
2. Енергетична ефективність ступінчастих ресорбційних циклів для охолодження / Ошовський В.Я. та ін. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2019. Вип. 49. С.168-178.
3. Морозюк Л. И., Грудка Б. Г. Энергетическая эффективность абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системе тригенерации малой энергетики. *Холодильна техніка та технологія.* 2016. Т. 52, вип. 4. С.4-10.
4. Resorption heat pump / Vasiliev L.L., Mishkinis D.A., Antukh A.A., Kulakov A.G. *Applied. Thermal Engineering.* 2004. Vol. 24. P. 1893–1903.
5. А.с. 1092336 СССР, МКИ F25B 15/12. Абсорбционно-резорбционная холодильная установка / Одесский технолог. ин-т холод. пром-ти; В.Я.Ошовский, А.Г. Дергачёв, Н.Г. Шмуйлов ; заявл. 11.10.82 ; опубл. 15.05.84, Бюл. № 18. 6 с.
6. Ree H., Oostendorp P.A. Resorption heat pumps, in : NATO Advanced State Institute : Heat Pumps Fundamentals, Espinho (Portugal), Sept. 1980.
7. Бошнякович, Ф. Техническая термодинамика. Ч.2 : пер. с нем. Москва : Ленинград : Госэнергоиздат, 1956. 255с.
8. Кириллин, В.А., Шейндлин А.Е., Шпильрайн Э.Э. Термодинамика растворов. Москва : Энергия, 1980. 281 с.
9. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. Москва : Пищевая промышленность, 1971. 203 с.
10. Машины и системы низкопотенциальной энергетики : веб-сайт. URL: [http://Sergey-Osetrov.Projects/Heat\\_Pump/not\\_traditional\\_sources\\_low-potential\\_energy.htm](http://Sergey-Osetrov.Projects/Heat_Pump/not_traditional_sources_low-potential_energy.htm). (дата звернення: 14.10.2021)
11. Расчет двухступенчатой абсорбционно-резорбционной машины : веб-сайт. URL: <http://vseholodilniki.ru/stati/absorbtsionnye-holodilnye-mashiny/raschet-dvuhstupenchatoy-a>(дата звернення: 15.10.2021)
12. Бадилькес И.С., Данилов Р.Л. Абсорбционные холодильные машины. Москва : Пищевая промышленность, 1966. 356 с.

## References

1. Martynovsky, V.S. (1979). *Cycles, schemes and characteristics of thermal transformers* . V.M. Brodyansky (Ed.). Moscow: Energy, 288 p. [in Russian].
2. Oshovskyi, V.J. Anastasenko, S.N, Svyatekiy, N.V. & Shostak, O.V. (2019). Enerhetychna efektyvnist' stupinchastykh resorbtisijnykh tsykliv dlia okholodzhennia [Energy efficiency of step resorption cycles for cooling]. *Konstruivannja, vyrobnyctvo ta ekspluatacija sil's'kohospodars'kyx mashyn – Design, manufacture and operation of agricultural machinery, Vol. 49* [in Ukrainian].

3. Morozyuk, L.I. & Grudka, B.G. (2016). Enerhetycheskaia efektyvnost' absorbtsonno-rezorbtsyonnoj kholodyl'noj mashyny v systeme tryheneratsyy maloj enerhetyky [Energy efficiency of absorption-resorption refrigeration machine in the system of low energy trigeneration]. *Kholodyl'na tekhnika ta tekhnolohiia – Refrigeration equipment and technology*, Vol. 52, issue. 4, 4-10. [in Ukrainian].
4. Vasiliev, L.L., Mishkinis, D.A., Antukh, A.A. & Kulakov, A.G (2004). Resorption heat pump. *Thermal Engineering*, Vol. 24, P. 1893–1903. [in Belorussian].
5. A.s. 1092336 USSR, MKI F25B 15/12. Absorption-resorption refrigeration unit. [Odessa technologist. int cold. prom-ti; V.J. Oshovskyi, A.G. Dergachev, NG Шмуйлов; declared 11.10.82; publ. 15.05.84, Bull. № 18. 6 p. [in Ukrainian].
6. Ree, H. & Oostendorp, P.A. (1980). Resorption heat pumps. [NATO Advanced Stade Institute : Heat Pumps Fundamentals] Espinho, Sept. [in Portugal].
7. Boshnyakovich, F. (1956.) *Technical thermodynamics*. Part 2. (Trans). Moscow: Leningrad: Gosenergoizdat, 255p. [in Russian].
8. Kirillin, V.A., Sheindlin, A.E. & Spielrein, E.E. (1980). *Termodinamika rastvorov [Thermodynamics of solutions]*. Moscow: Energy [in Russian].
9. Blier, B.M., Wurgaft, A.V. (1971). Teoreticheskie osnovy proektirovanija absorbcionnyh termotransformatorov [Theoretical bases of design of absorption thermotransformers.] Moscow: Pishhevaja promyshlennost' [in Russian].
10. Low-potential energy machines and systems: website. Retrieved from [http://Sergey-Osetrov.narod.ru/Projects/Heat\\_Pump/not\\_traditional\\_sources\\_low-potential\\_energy.htm](http://Sergey-Osetrov.narod.ru/Projects/Heat_Pump/not_traditional_sources_low-potential_energy.htm).
11. Mashiny i sistemy nizkopotencial'noj energetiki : veb-sajt. [Calculation of a two-stage absorption-resorption machine: website]. [vseholodilniki.ru](http://vseholodilniki.ru). Retrieved from <http://vseholodilniki.ru/stati/absorbtsionnye-holodilnye-mashiny/raschet-dvuhstupenchatoy-a>
12. Badylkes, I.S. & Danilov, R.L. (1966). *Absorbtsionnye holodil'nye mashiny [Absorption refrigeration machines]*. Moscow: Pishhevaja promyshlennost' [in Russian].

**Viktor Oshovskyi**, Assos. Prof., PhD tech. sci

*Pervomaysk Branch of National Shipbuilding University named after admiral Makarov, Pervomaysk, Ukraine*

### **Analysis of Non-isothermal Processes in Degassers of Resorption Refrigeration Machines**

The aim of the article is to develop a method of calculations and analysis of the non-isothermal process of boiling the solution in countercurrent degassers of resorption refrigeration machines (RCM) at different variants of solution concentrations and vapor sampling temperatures. The concentration and properties of the solution change in the degasser in contrast to the flow of liquid or gas being cooled. Therefore, the results of the analysis predict the ability to choose the parameters of the solution and steam to equalize the temperature pressure between the cooling solution and the cooled stream, which will increase the thermodynamic efficiency of the RHM.

According to the presented method, the analysis of the temperature dependence on the received heat for the solution of ammonia in water at boiling in the set temperature range is carried out. According to the constructed graphs, it is proved that this dependence is not proportional. The deviation from proportionality depends on the initial concentration of the solution. The largest deviation from proportionality corresponds to a high concentration of the solution. As the concentration of the solution decreases to the average value, the deviation from proportionality decreases. This is due to the fact that due to the unlimited solubility of ammonia in water and the different heat of vaporization of water and ammonia, the thermal properties of the solution change from a more ammonia-saturated solution to a less saturated one. Thus, to approximate the equidistance of the boiling solution to the stream being cooled, it is necessary to choose the initial concentration of the solution based on the analysis of this method. In addition, whenever possible, the components of the solution for RHM with similar thermal properties should be selected. The equidistance of the temperatures of the boiling solution to the cooled stream will increase the thermodynamic efficiency of the RHM.

Thus, the developed technique allows analyzing the relationship between temperature and heat of the solution, the properties of which change during boiling. It is proved by the example of boiling a solution of ammonia in water that this dependence is disproportionate due to the change in the concentration of the solution. The deviation from proportionality is affected by the initial concentration of the solution, which must be chosen so as to approach the equidistance of changes in temperature of the cooling stream of the solution and the cooled stream of liquid or gas. This will increase the efficiency of RCM for their use in energy-saving technologies.

**degasser, resorption refrigeration machines, concentration range, solution, reduced enthalpy**

*Одержано (Received) 16.11.2021*

*Прорецензовано (Reviewed) 24.11.2021*

*Прийнято до друку (Approved) 29.11.2021*