

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.575

Вдосконалення енергетичних характеристик генераторів абсорбційних холодильних агрегатів

Д. Х. Адамбасєв¹, О. С. Тітлов²^{1,2} Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ¹adambayev90@gmail.com; ²titlov1959@gmail.comORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-5909-3278>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>

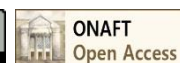
На основі оригінальної методики розрахунку термодинамічних параметрів генератора абсорбційного холодильного агрегату (АХА) виконаний аналіз його робочих параметрів з урахуванням результатів експериментальних досліджень типових виробничих аналогів. Отримані результати теоретичного дослідження дозволили зробити наступні висновки. По-перше, на відміну від чистих речовин, при роботі генератора на бінарних сумішах, зокрема, на водоаміачному розчині (ВАР), коефіцієнти подавання генератора залежать від величини підведеного теплового навантаження. Так, при збільшенні теплового навантаження від 40 до 80 Вт чисельні значення коефіцієнтів подавання знижуються приблизно в 3 рази. По-друге, залежність питомої кількості підведеного тепла має оптимум (мінімум) в діапазоні величин теплового навантаження від 40 до 80 Вт і температур кінця кипіння від 145 до 170 °С. Основним значимим результатом розрахункових досліджень можна вважати знайдену критичність енергетичної ефективності і температури кінця пароутворення (кипіння) ВАР в генераторі. Показано, що робота типового АХА з повітряним охолодженням тепло-розсіювальних елементів при температурі навколишнього середовища 25 °С найбільш ефективна в діапазоні температур кінця кипіння від 147 до 155 °С. Зниження і зростання цієї температури за межами оптимального діапазону призводить до збільшення питомих енерговитрат при роботі АХА, відповідно до 9%, причому в першому випадку це пов'язано з невиправдано високим підігрівом рідкої фази, а в другому – зі збільшенням частки абсорбенту (води) в паровій суміші. Показано також, що наявність мінімуму енерговитрат при роботі генератора АХА пояснюється тим, що в досліджуваному діапазоні режимних параметрів термосифона (температура на вході в генератор від 87 до 112 °С, на виході – від 145 до 170 °С, тиск в системі 9 бар, масова частка аміаку в ВАР 0,34) досягається оптимальне співвідношення складу рідкої і парової фази на виході генератора. Детальне вивчення фізичної природи даного ефекту повинно проводитися на основі спільного моделювання теплових і гідравлічних характеристик генераторів.

Ключові слова: Абсорбційний холодильний агрегат; Генератор; Водоаміачний розчин; Енергозбереження

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v57i2.2021>

© The Author(s) 2021. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

1. Вступ

Генератор в схемах сучасних абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) призначений для от-

римання пари холодильного агента з одночасним підйомом рідкого ВАР на задану висоту. Відомі й інші спорудження АХА [1], в яких процеси генерації і підйому розділені, однак вони не знайшли

широкого застосування через складність конструкції.

Метод розрахунку підйому рідини під впливом власних парів викладено в монографії В. Нібергала [2]. Для характеристики цього процесу введений спеціальний критерій – об'ємний коефіцієнт подавання генератора b , який представляє відношення об'єму піднятої рідини V' до об'єму одночасно отриманої пари V'' :

$$b = \frac{V'}{V''}. \quad (1)$$

При проведенні розрахунків термодинамічних параметрів циклу АХА використовується також і масовий коефіцієнт подавання, який є відношенням відповідних мас або масових витрат:

$$b^* = \frac{M'}{M''} = \frac{G'}{G''}. \quad (2)$$

Вперше експериментальні дослідження генераторів, в яких робочою рідиною була недогріта вода при атмосферному тиску, провів Каттанео [2]. Їм були встановлені лінійні залежності між коефіцієнтом подавання b , внутрішнім діаметром d , висотою підйомної частини генератора h і температурою рідини, що поступає t' , в діапазонах: від 0,005 до 0,025 м; від 0,20 до 0,55 м; від 30 до 80 °С, відповідно.

Так, b зменшується зі збільшенням h та d і зниженням t' і навпаки.

Каттанео, вперше, зазначив і зміни в структурі двофазного потоку в процесі подавання – при малому діаметрі труби утворюються парові поршні, або парові «пробки», які витісняють в верхню частину відповідні рідинні «пробки» [2]. При збільшенні діаметра труби по ній тече суміш парових бульбашок і рідини (змішане подавання), при цьому змішаного режиму течії можна досягти і збільшенням теплового навантаження на генератор.

Аналогічні результати були отримані і Нессельманом [3] з діаметрами від 0,011 до 0,015 м, що працюють на воді при атмосферному тиску.

При аналізі відомих результатів експериментальних досліджень Нібергала зазначає [2] невизначеність в поширенні значень b на інші речовини і бінарні суміші та діапазони режимних параметрів.

Проте результати Каттанео [2] і Нессельма-

на [3] дозволяють зробити ряд наступних практичних висновків якісного характеру.

Для посилення ролі b необхідно щоб:

а) висота підйомної частини генератора АХА повинна бути настільки малою, наскільки дозволяє конструкція;

б) у всіх випадках краще були труби малого діаметра;

в) температура рідини на вході в генератор повинна бути максимально близька до температури насичення.

В даний час в основі існуючих теоретичних методик розрахунку термосифонів АХА [4, 5] лежать методи термодинаміки, які передбачають знання температурних полів елементів або, принаймні, температур в характерних точках (вхід – вихід). У зв'язку з цим такі методики практично не застосовні при конструктивних розрахунках нових моделей, а використовуються тільки при аналізі енергетичної ефективності циклів АХА.

При створенні сучасних побутових абсорбційних холодильних апаратів фахівці віддають перевагу досвіду практичних розробок або використовують результати широкомасштабних експериментальних досліджень перспективних конструкцій термосифонів [6-8].

Практично у всіх сучасних конструкціях АХА, незалежно від їх функціонального призначення, використовуються генератори з внутрішнім діаметром від 0,035 до 0,036 м [4-8], в яких реалізується поршневий режим течії двофазної суміші.

Для таких генераторів може бути застосований ряд апроксимаційних залежностей отриманих в різних діапазонах режимних параметрів.

Для діапазону роботи АХА з величиною повного тиску в системі від 8 до 12 бар (рідинне охолодження теплорозсіювальних елементів) [9]:

$$b^* = \left(\frac{0,20}{H} \right) \cdot P \cdot (0,40 \cdot \xi + 0,06) - \xi - 0,15; \quad (3)$$

$$G'' \cdot 10^5 = -P \cdot (0,118 + 0,24 \cdot \xi) + 4,62 \cdot \xi + 5,022, \quad (4)$$

де H – висота підйомної (транспортної) частини генератора, м; P – повний тиск в системі, бар; ξ – масова частка міцного водоаміачного розчину (ВАР) на вході генератора.

Витрата парової суміші для цих умов в діапазоні теплових навантажень генератора Q_i від 60 до 130 Вт визначають, як:

$$G_i'' = G'' \cdot \frac{Q_i}{80}, \quad (5)$$

де G'' – витрата пара, розрахована за формулою (4), кг/с.

В діапазоні роботи АХА з величиною повного тиску в системі від 19 до 21 бар (повітряне охолодження теплорозсіювальних елементів) можна використовувати апроксимаційні залежності експериментальних досліджень [6, 7]:

$$G_x'' = (3,27 \cdot Q_{TC} - 16,3) \cdot 10^{-7}; \quad (6)$$

$$G_f = (1,25 \cdot Q_{TC} + 54,5) \cdot 10^{-6}, \quad (7)$$

де G_x'' – витрата пари аміаку на виході дефлегматора, кг/с; G_f – витрата міцного ВАР на вході в генератор, кг/с.

Залежності (6) і (7) застосовні для розрахунку побутових серійних абсорбційних холодильних апаратів з повітряним охолодженням теплорозсіювальних елементів.

На жаль, відомі дослідження В.М. Янченко та ін. [6, 7] не містять всіх відомостей, необхідних для розрахунку b і b^* . У них відсутня (не приведена) інформація про теплове навантаження дефлегматора, по якому можна було б судити про сумарну витрату пари $G'' = G_x'' + G_A''$ і величину коефіцієнта подавання в класичному визначенні [2]:

$$b^* = \frac{G_f - G''}{G''}. \quad (8)$$

Відомі результати не дозволяють судити і про енергетичну ефективність того чи іншого режиму роботи генератора АХА, що важливо при створенні енергозберігаючого обладнання.

Разом з тим, з найбільш загальних міркувань, можна відзначити відмінності режимів роботи ПТС на чистих речовинах (Каттанео [2]) і сумішах, наприклад, ВАР.

Дійсно, при постійному тиску збільшення теплового навантаження генератора (Q_G) в разі чистої речовини викликає тільки додаткову генерацію пари, що призводить до зростання сили, що виштовхує і збільшення витрати рідини.

У разі ж бінарної суміші додаткова генерація викликає зміну складу, як парової, так і рідкої суміші. Перехід в новий рівноважний стан супроводжується зниженням концентрації низькокипля-

чого компонента (аміаку) в паровій і рідкій фазі і відповідним зростанням температур. Одночасно з цим зазнають значних змін все термодинамічні параметри та теплофізичні характеристики суміші.

Така зміна властивостей робочого тіла обумовлює і відмінність в інтенсивності процесів теплообміну при кипінні. Так, наприклад, для ВАР, згідно [10], зниження масової частки аміаку в ВАР від 0,35 до 0,15 (діапазон режимних характеристик АХА) призводить до зростання коефіцієнта теплопіддавання, як мінімум, на 37%.

2. Теоретичний аналіз режимів роботи генератора

Для оцінки перспективності того або іншого режиму теплопідведення з позиції енергозбереження було проведено аналіз режимів роботи термосифонів з урахуванням ряду результатів експериментальних досліджень серійних АХА виробництва Васильківського заводу холодильників з U-подібним барботажним горизонтальним ректифікатором.

При аналізі використовувалися експериментальні залежності температури виходу (t''_{TC}) і входу (t'_{TC}) ПТС від величини Q_{TC} при $T_{nc} = 25$ °C [11].

Необхідно відзначити, що температура входу (t'_{TC}) не може бути задана довільно, так як попередній підігрів міцного ВАР здійснюється в ректифікаторі паровим потоком, що надходить з генератора, і залежить від величини теплопідведення.

Вихідні дані були задані наступним чином.

На вхід термосифона надходить міцний ВАР зі стандартною концентрацією (для АШ-160) $\xi' = 0,34$ [10] і температурою t'_{TC} . Розчин містить 1 кг аміаку.

Із генератора при температурі кінця кипіння t''_G виходить слабкий ВАР з концентрацією ξ'_w і парова суміш з концентрацією ξ'_T . Тиск в системі – 19 бар.

У реальних АХА температура потоку парорідинної суміші на виході термосифона не відповідає температурі кінця кипіння, так як мають місце теплові втрати в навколишнє середовище з підйомної ділянки, проте в зв'язку з відсутністю необхідних даних при розрахунку було зроблено припущення про їх рівність.

З урахуванням залежності термодинамічних і теплофізичних властивостей ВАР від температури і концентрації необхідно визначити кількість пари аміаку в паровій суміші на виході термосифона (m''_x).

За величиною m''_x можна судити і про холодопродуктивність, і про енергетичну ефективність режимів теплопідведення.

З урахуванням вихідних даних нескладно визначити витрату міцного ВАР на вході термосифона – 2,86 кг і кількість абсорбенту в міцному розчині – 1,86 кг.

При розрахунку і аналізі використовувалися термодинамічні та теплофізичні властивості ВАР в різних режимах теплопідведення (табл. 1).

При розрахунку і аналізі використовувалися термодинамічні та теплофізичні властивості ВАР в різних режимах теплопідведення (табл. 1).

Таблиця 1 – Термодинамічні і теплофізичні властивості ВАР в різних режимах теплопідведення до генератора АХА

Термодинамічні та теплофізичні властивості ВАР	Величина теплового навантаження, Вт				
	40	50	60	70	80
Температура генератора, °С:					
– вихід	145	150	163	168	170
– вхід	87	95	105	110	112
Масова частка ВАР на виході генератора:					
– пара	0,82	0,78	0,68	0,63	0,61
– рідина	0,22	0,21	0,16	0,14	0,14
Теплота пароутворення ВАР на виході генератора, кДж/кг	1255	1273	1344	1378	1391
Ентальпія ВАР на виході генератора, кДж/кг:					
– пара, i''	2186	2234	2382	2447	2471
– рідина, i'	931	961	1038	1069	1080
Ентальпія недогрітого потоку ВАР на вході генератора, кДж/кг	641	675	718	740	749
Питомий об'єм ВАР на виході генератора, м ³ /кг:					
– пара, $v'' \cdot 10^3$	99	100	101	102	103
– рідина, $v' \cdot 10^3$	1,23	1,23	1,21	1,20	1,20

Примітка: для визначення властивостей ВАР використовувалися довідкові дані [10].

Для визначення невідомих величин потоків мас на виході генератора АХА використовувалася система рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{m'_x}{m'_x + m'_A} &= \xi'_w \\ \frac{m''_x}{m''_x + m''_A} &= \xi''_T \\ m'_x + m''_x &= 1 \\ m'_A + m''_A &= 1,86 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де: m'_x (m'_A) і m''_x (m''_A) – кількість аміаку (води) в рідкій і паровій фазі, відповідно, кг.

На основі характеристик потоків проведено розрахунок:

а) масового коефіцієнта подавання генератора

$$b^* = \frac{\sum m'}{\sum m''}, \quad (10)$$

де $\sum m' = m'_x + m'_A$; $\sum m'' = m''_x + m''_A$.

б) об'ємного коефіцієнта подавання генератора

$$b = \frac{\sum V'}{\sum V''}, \quad (11)$$

де $\sum V' = m'v'$; $\sum V'' = m''v''$.

Результати розрахунків зведені в таблицю 2.

Результати, представлені в таблицях 1 і 2, використані при розрахунку енергетичних характеристик режимів роботи термосифона:

а) кількості підведеного тепла, Дж:

$$q_{TC} = i'' - i', \quad (12)$$

де $i'' = i''_s \sum m'' + i'_s \sum m'$ – ентальпія потоку ВАР на виході генератора;

$i' = [i'_s - C_{\text{ВАР}}(t'_s - t'_{TC})]2,86$ – ентальпія недогріто-

го потоку ВАР на вході генератора, кДж/кг; i'_s і t'_s – ентальпія і температура насичення при $\xi_f = 0,34$ і $P = 19$ бар, кДж/кг;

$C_{\text{ВАР}}$ – теплоємність міцного ВАР, кДж/(кг·К);

б) питомої кількості підведеного тепла, що припадає на один кг пари аміаку на виході генератора, Дж/кг аміаку:

$$\bar{q}_{\text{TC}} = \frac{q_{\text{TC}}}{m''_x} \quad (13)$$

Залежності \bar{q}_{TC} від величини теплового навантаження і температури кінця кипіння (на виході генератора) наведені на рис. 1.

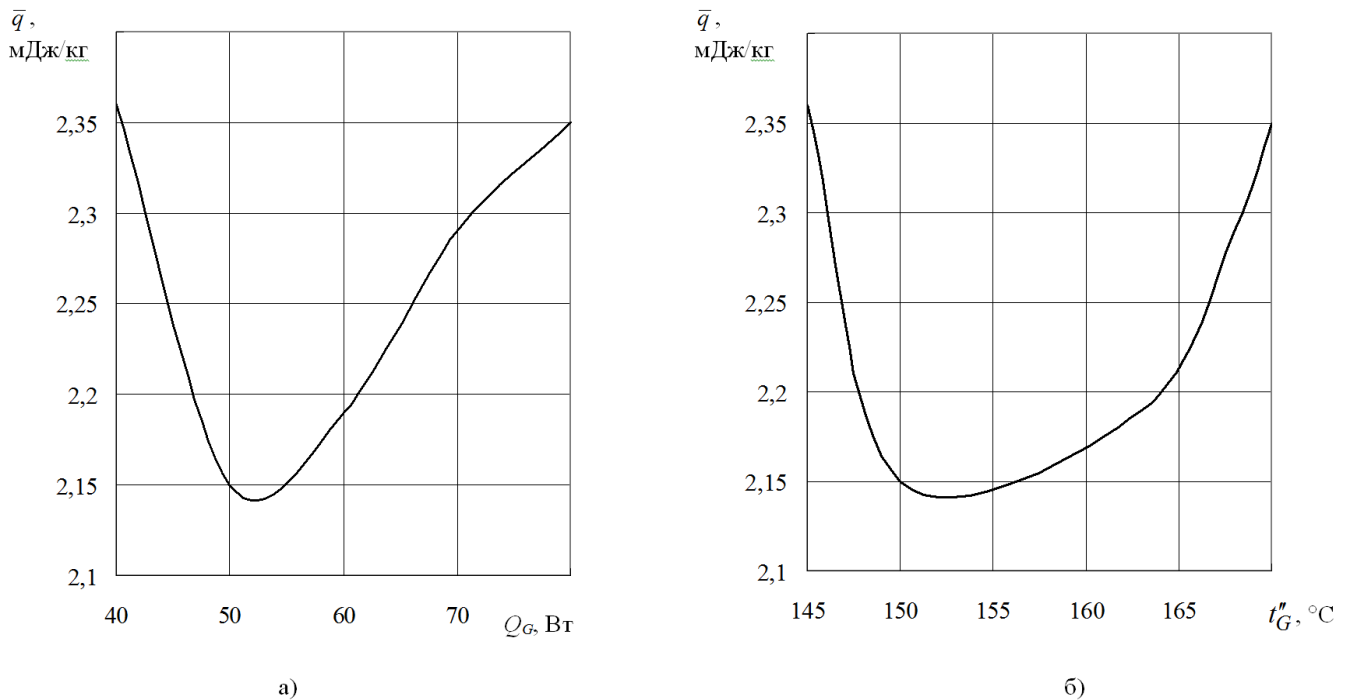


Рисунок 1 – Залежність питомого теплового навантаження на генераторі від режимних параметрів: а) залежність від підведеного навантаження; б) залежність від температури на виході генератора

Таблиця 2 – Розрахункові характеристики потоків ВАР на виході генератора в різних режимах тепlopідведення

Розрахункові характеристики потоків	Величина теплового навантаження, Вт				
	40	50	60	70	80
m_x'' , кг	0,47	0,54	0,70	0,75	0,77
m_A'' , кг	0,11	0,15	0,33	0,43	0,49
m_x' , кг	0,53	0,46	0,30	0,25	0,23
m_A' , кг	1,83	1,79	1,61	1,51	1,46
$\Sigma m''$, кг	0,580	0,68	1,03	1,18	1,25
$\Sigma m'$, кг	2,36	2,26	1,91	1,76	1,69
$\Sigma V'' \cdot 10^3$, м ³	56,92	68,07	104,18	121,07	128,84
$\Sigma V' \cdot 10^3$, м ³	2,92	2,77	2,31	2,12	2,03
b^*	4,10	3,31	1,86	1,49	1,34
$b \cdot 10^3$	51,3	40,7	22,2	17,5	15,7

3. Висновки

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити ряд висновків.

По-перше, на відміну від чистих речовин, при роботі генератора на бінарних сумішах, зокрема, на ВАР, коефіцієнти подавання b і b^* залежать від величини підведеного теплового навантаження.

Так, при збільшенні Q_{TC} від 40 до 80 Вт b і b^* знижуються приблизно в 3 рази.

По-друге, залежність питомої кількості підведеного тепла має оптимум (мінімум) в діапазоні величин тепловою навантаження від 40 до 80 Вт (рис.1) і температур кінця кипіння від 145 до 170 °С. Основним значимим результатом розрахункових досліджень можна вважати знайдену критичність енергетичної ефективності і температури кінця пароутворення (кипіння) ВАР в генераторі.

Показано, що робота типового АХА з повітряним охолодженням теплорозсіювальних елементів при температурі навколишнього середовища 25 °С найбільш ефективна в діапазоні температур кінця кипіння від 147 до 155 °С (рис.1 б). Зниження і зростання цієї температури за межами оптимального діапазону призводить до збільшення питомих енерговитрат при роботі АХА, відповідно до 9%, причому в першому випадку це пов'язано з не виправдано високим підігрівом рідкої фази, а в другому – зі збільшенням частки абсорбенту (води) в паровій суміші.

Наявність мінімуму енерговитрат пояснюється тим, що в досліджуваному діапазоні режимних параметрів термосифона (температура на вході в генераторі від 87 до 112 °С, на виході генератора – від 145 до 170 °С, тиск в системі 9 бар, масова частка аміаку в ВАР 0,34) досягається оптимальне співвідношення складу рідкої і парової фази на виході генератора.

Детальне вивчення фізичної природи даного ефекту повинно проводитися на основі спільного моделювання теплових і гідравлічних характеристик генераторів.

Особистий внесок авторів CRediT

Адамбаєв Д.Х.: перевірка, візуалізація, програмне забезпечення, написання – огляд та редагування.

Тітлов О.С.: концептуалізація, методологія, дослідження, формальний аналіз, написання – оригінальний проект, адміністрування.

Література

1. Шелашова С.Л., Барыкина Г.П. Производство АБХ // Холодильная техника. – 1991. – № 12. – С. 13-16.
2. Niebergal W. Sorptoin-kalte-maschinen. – Berlin: Springer, 1959. – 554 s.
3. Nesselmann K. Uber Messungen an Kliepen Mammutpumpen // Wiss. Werof. Siemens-Konzern. – 1927. – Bd.6. – Heft.1 –S.283–298.
4. Морозюк Л.И., Хоменко Н.Ф., Главацкий А.Н. Исследование генераторов АДХМ // Холодильная техника и технология. – 1981. – № 12. – С. 21-25.
5. Пилипенко А.М., Тихонова В.Н., Шмелева В.Н. и др. Повышение надежности термосифона абсорбционной холодильной машины // Холодильная техника. – 1989. – № 12. – С. 24-27.
6. Янченко В.М., Казаков Э.А., Котельников А.В. Определение основных характеристик генератора абсорбционно-диффузионной холодильной машины // Машины и аппараты холодильной, криогенной техники и кондиционирования воздуха. – 1977. – № 2. – С. 80-85.
7. Янченко В.М., Казаков Э.А., Котельников А.В. Экспериментальное определение характеристик генераторов абсорбционно-диффузионной холодильной машины // Холодильная техника – 1978. – № 1. – С. 29-31.
8. Николаенко Ю.Е., Сергиенко Ю.М. Холодильный агрегат с двумя термосифонами // Холодильная техника. – 1989. – № 12. – С. 21-24.
9. Чайковский В.Ф., Титлов А.С. Совершенствование конструкций компактных генераторов холода на основе холодильных труб // Холодильная техника и технология. – 1991. – № 52. – С. 7-11.
10. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

Отримана в редакції 24.05.2021, прийнята до друку 14.06.2021

Improving the energy performance of generators of absorption refrigeration units

Daniyorbek Adambayev¹, Oleksandr Titlov² ✉

^{1,2}Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatna str., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ¹adambayev90@gmail.com; ²titlov1959@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0002-5909-3278>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>

Based on the original method of calculating the thermodynamic parameters of the generator of the absorption refrigeration unit (ARU), the analysis of its operating parameters is performed taking into account the results of experimental studies of typical production analogues. The results of the theoretical study allowed us to draw the following conclusions. First, in contrast to pure substances, when operating the generator on binary mixtures, in particular, on water-ammonia solution (WAS), the supply coefficients of the generator depend on the magnitude of the applied heat load. Thus, when increasing the heat load from 40 to 80 W, the numerical values of the supply factors are reduced by about 3 times. Second, the dependence of the specific amount of supplied heat has an optimum (minimum) in the range of heat loads from 40 to 80 W and end-boiling temperatures from 145 to 170 °C. The main significant result of the calculated research can be considered the found criticality of energy efficiency and temperature of the end of vaporization (boiling) of WAS in the generator. It is shown that the operation of a typical ARU with air cooling of heat-dissipating elements at an ambient temperature of 25 °C is most effective in the temperature range of the end of boiling from 147 to 155 °C. The decrease and increase of this temperature outside the optimal range leads to an increase in the specific energy consumption during the operation of ARU, up to 9%, and in the first case it is due to unreasonably high heating of the liquid phase, and in the second – with increasing absorbent (water) in steam mixture. It is also shown that the presence of a minimum of energy consumption during the operation of the ARU generator is explained by the fact that in the studied range of mode parameters of the thermosiphon (temperature at the generator inlet from 87 to 112 °C, at the outlet from 145 to 170 °C, system pressure 9 bar, mass fraction of ammonia in WAS 0,34) the optimal ratio of the composition of the liquid and vapor phases at the output of the generator. A detailed study of the physical nature of this effect should be carried out on the basis of joint modeling of thermal and hydraulic characteristics of generators.

Keywords: Absorption refrigeration unit; Generator; Water-ammonia solution; Energy saving

References

1. Shelashova, S.L., Barykina, G.P. (1991) Proizvodstvo ABH. *Kholodilnaya tekhnika (Refrigeration technology)*, 12, 13-16.
2. Niebergal, W. (1959) Sorptoin cold machines. Berlin: Springer, 554.
3. Nesselmann, K. (1927) About measurements on cliffs Mammoth pumps. *Wiss. Weroft. Siemens group*, 6, 1, 283-298.
4. Morozyuk, L.I., Khomenko, N.F., Glavackii, A.N. (1981) Issledovanie generatorov ADHM. *Kholodilnaya tekhnika i tekhnologiya (Refrigeration engineering and technology)*, 12, 21-25.
5. Pilipenko, A.M., Tikhonova, V.N., Shmeleva, V.N. et al (1989) Povyshenie nadezhnosti termosifona absorbcionnoi kholodilnoi mashiny. *Kholodilnaya tekhnika (Refrigeration engineering and technology)*, 12, 24-27.
6. Yanchenko, V.M., Kazakov, E.A., Kotel'nikov, A.V. (1977) Opredelenie osnovnykh kharakteristik generatora absorbcionno-diffuzionnoi kholodilnoi mashiny. *Mashiny i apparaty kholodilnoi, kriogennoi tekhniki i kondicionirovaniya vozdukh (Refrigeration, cryogenic and air conditioning machines and apparatus)*, 2, 80-85.
7. Yanchenko, V.M., Kazakov, E.A., Kotel'nikov, A.V. (1978) Eksperimentalnoe opredelenie kharakteristik generatorov absorbcionno-diffuzionnoi kholodilnoi mashiny. *Kholodilnaya tekhnika (Refrigeration technology)*, 1, 29-31
8. Nikolaenko, Yu.E., Sergienko, Yu.M. (1989) Kholodilnyi agregat s dvumia termosifonami. *Kholodilnaya tekhnika (Refrigeration technology)*, 12, 21-24.
9. Chajkovskii, V.F., Titlov, A.S. (1991) Sovershenstvovanie konstrukcii kompaknykh generatorov kholoda na osnove kholodilnykh trub. *Kholodilnaya tekhnika i tekhnologiya (Refrigeration engineering and technology)*, 52, 7-11
10. Bogdanov, S.N., Ivanov, O.P., Kupriyanova, A.V. (1985) *Kholodilnaya tekhnika. Svoystva veshchestv. Moscow: Agropromizdat, 208.*

Received 24 May 2021

Approved 14 June 2021

Available in Internet 30 June 2021