

О. С. Тітлов¹
К. М. Пономарьов¹

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ АБСОРБЦІЙНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА З ТЕПЛОВИМИ ТРУБАМИ

¹Одеський національний технологічний університет

Запропоновано методику моделювання теплових режимів абсорбційного термотрансформатора з тепловими трубами, яка дозволяє за рахунок раціонального компонування конструкції поліпшити його температурно-енергетичні характеристики.

Розроблено математичну модель теплової схеми «випарник абсорбційного термотрансформатора — тепла труба — об'єкт охолодження», яка дозволяє проводити чисельний експеримент з оцінки впливу на температурно-енергетичні характеристики абсорбційного термотрансформатора, а саме короба об'єкта охолодження, з такими геометричними та режимними параметрами: глибини, ширини та висоти короба об'єкта охолодження; товщини матеріалу короба об'єкта охолодження; типу матеріалу короба; типу використаної теплової труби з урахуванням величини теплового опору; товщини теплоізоляційних перегородок.

В основі методики розрахунку теплових режимів лежить рівняння теплового балансу, яке враховує холодопродуктивність випарника абсорбційного термотрансформатора, надходження теплоти з навколишнього середовища через стінки шафи, через дверцята та перегородки, а також надходження тепла від продуктів.

Варійовані параметри: товщина коробу — 0,003 м та 0,001 м; висота коробу — 0,160 м, 0,200 м, 0,280 м; глибина коробу — 0,225 м, 0,325 м, 0,425 м; термічний опір теплових труб — 0,01 K/Wt, 0,1 K/Wt, 1 K/Wt.

Базовими конструкціями для аналізу є короби з Г-подібними, П-подібними та традиційними тепловими трубами.

В результаті числового експерименту встановлено, що для розміру об'єкта охолодження: висота — 0,160 м, ширина — 0,385 м, глибина 0,225 м, — використання теплової труби вирівнює температури до 0,2 °C. Вихід на режим здійснюється швидше, приблизно на 20 %. Зростання глибини коробу від 0,225 м до 0,425 м знижує ефективність застосування теплових труб на 45 %, а збільшення висоти з 0,160 м до 0,280 м знижує ефективність використання теплових труб на 2,6 %.

Для розробників абсорбційних термотрансформаторів з корисним об'ємом об'єкта охолодження 12...30 дм³ та 100...180 дм³ можна рекомендувати конструкцію короба з габаритами 0,160×0,225×0,385 мм, і з тепловими трубами Г-подібного або П-подібного типу. Теплоносій теплових труб — аміак.

Ключові слова: абсорбційний термотрансформатор, тепла труба, тепловий режим, моделювання, тепловий баланс.

Вступ

Переведення систем низькотемпературного охолодження на екологічно безпечні холодоагенти змушує звертати увагу на абсорбційні термотрансформатори (АТТ), робоче тіло якого складається з природних компонентів — водоаміачного розчину (ВАР) та інертного газу [1].

АТТ мають низку таких позитивних якостей, як: безшумність, надійність і тривалий ресурс роботи, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів під час експлуатації, можливість використання в одному агрегаті кількох джерел енергії, як електричних, так і теплових. АТТ мало чутливі до зміни параметрів струму у мережі у діапазоні напруги 160...240 В [2].

До переваг АТТ варто віднести й меншу, порівняно з компресійними аналогами вартість, що у багатьох випадках має вирішальне значення. АТТ ефективні у разі використання мініхолодильників, мінібарів, у вбудованих і транспортних моделях холодильників, коли холодопродуктивність

не перевищує 20 Вт і недоцільно використовувати компресійні системи охолодження.

Разом з тим, АТТ мають підвищені, порівняно з аналогічними компресійними моделями, енергоспоживання, що обмежує сферу їхнього застосування [3].

Тому роботи, спрямовані на підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів (АХП), є актуальними.

Одним з напрямків таких робіт є створення ефективного теплового зв'язку між об'єктом охолодження та джерелом штучного холоду (випарником АТТ) за допомогою теплових труб [4], [5].

Відомі практичні розробки таких систем [1], проте цілісні моделі, які б дозволили давати рекомендації розробникам різних типів систем охолодження, відсутні.

Метою роботи є моделювання теплових режимів АТТ.

Результати дослідження

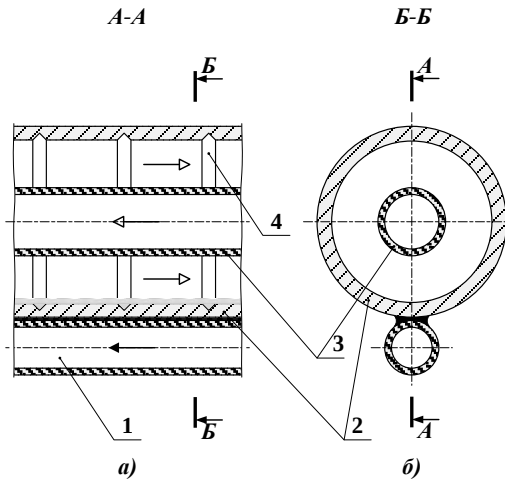


Рис. 1. Схема трипоточкового випарника АХА:
а — поздовжній розріз прямолинійної ділянки;
б — поперечний переріз прямолинійної ділянки

З урахуванням досвіду зарубіжних і вітчизняних розробників [2], [4], [5], доцільно як базову взяти модель випарника (джерела штучного холоду) АТТ схему трипоточкового теплообмінника, показану на рис. 1.

До складу теплообмінника-випарника входить труба рідкого аміаку 1, пов'язана у тепловому відношенні з трубою випарника 2. У випарнику передбачено коаксіальний канал очищеної парогазової суміші (ПГС) 3. На внутрішній поверхні труби випарника нанесено радіальні капілярні канавки 4. Рідкий аміак, що надходить у верхню частину випарника за рахунок гідростатичного стовпа, струмить протічечією до нижньої частини випарника. Капілярні канавки 4, завдяки дії сил поверхневого натягу, рівномірно розподіляють плівку рідкого аміаку по всьому внутрішньому периметру випарника 2. Аміак зі струменя та канавок випаровується в парогазову суміш за рахунок різниці парціальних тисків в потоці та на поверхні рідкої плівки. Процес випаровування супроводжується виробництвом штучного холоду на температурному рівні, нижчому за температуру навколишнього середовища. Рівень температури випаровування визначається вимогами тепло- та масообміну між аміаком та ПГС, ступенем очищення ПГС, кратністю циркуляції, а також геометричними характеристиками випарника 2 та елементів теплообмінника 1 і 3 [5]—[7].

Для забезпечення ремонтпридатності АТТ та теплових труб вони повинні виконуватися за роз'ємною схемою.

Відоме відпрацьоване технічне рішення щодо установки та розташування випарника АТТ повністю в об'ємі теплоізоляційного блока [8]. Блок розташований у задньому прорізі теплоізолюваної шафи. Випарник нероз'ємно встановлено у внутрішній частині блока (за рахунок спінення пінополіуретану) і окремими прямолинійними ділянками конструктивно з'єднаний з днищем блока, виготовленим із високотеплопровідного металу, наприклад, алюмінію.

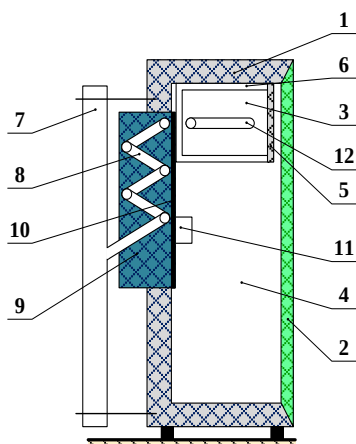


Рис. 2. Схема базової конструкції АТТ з тепловими трубами

ка, виготовленим із високотеплопровідного металу, наприклад, алюмінію.

Схема конструкції показана на рис. 2.

Теплоізолювана шафа 1 з дверцятами 2 розділена на низькотемпературний об'єм (НТО) 3 та холодильну камеру (ХК) 4. НТО 3 має окремі дверцята 5 і виконаний у вигляді короба 6 з високотеплопровідного матеріалу, наприклад, алюмінію. Короб 6 з'єднується зі шафою 1 роз'ємним способом.

На задній стінці шафи 1 встановлений АТТ 7, випарник 8 якого повністю розміщений у теплоізолюваному блоці 9. Блок 9 встановлений у прорізі шафи 1 і для забезпечення теплового зв'язку з корисними об'ємами шафи 1 оснащений панеллю 10, виготовленою з високотеплопровідного матеріалу, наприклад, алюмінію. Панель 10 роз'ємно з'єднана із задньою стінкою короба 6 через ребристу пластину (панель) 11, розташовану в холодильній камері 4 на її задній стінці.

Рєбрїста панель може бутї також виготовлена як єдине цїле з пластїною 10. Теплові труби 12 встановлені у об'ємі НТО: конденсатор ТТ — на задній стїнці корєба 6, а випарник ТТ — на боковій.

Аналіз відомих результатів експериментальних досліджень АТТ, виконаних за схемою рис. 2, показує, що тепловий режим ХК 4 без суттєвих ускладнень може бутї розрахований на основі наявних методик розрахунку ребристих поверхонь і панелей [5], [9].

Водночас варто зауважити, що масогабаритні характеристики ребристої панелі 11 не мають жорстких обмежень завдяки відносно великому об'єму ХК 4.

Найбільші труднощі в розрахунках викликає тепловий зв'язок випарника АТТ з корєбом НТО за допомогою теплових труб.

Теплова схема згаданого теплового зв'язку в загальному вигляді показана на рис. 3.

Для визначення теплового опору корєба можна записати

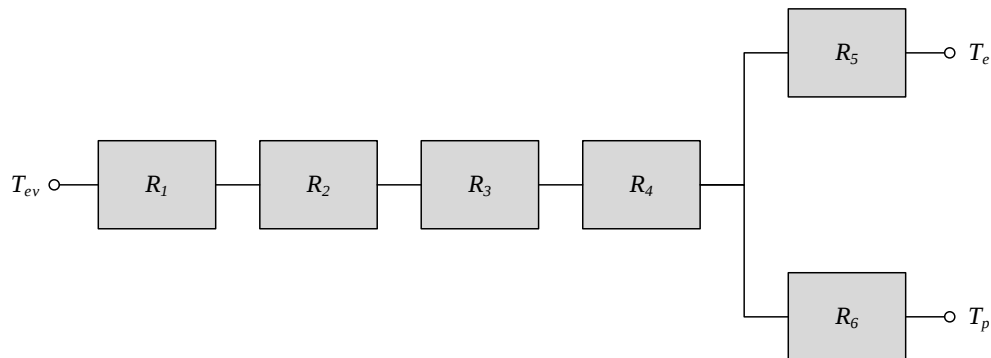


Рис. 3. Теплова схема: температура: T_{ev} — випарника; T_e — повітря у приміщенні; T_p — продуктів; термічний опір: R_1 — стїнки випарника; R_2 — контакту випарника та пластини теплоізоляованого блока; R_3 — контакту пластини теплоізоляованого блока та задньої стїнки корєбу ХК; R_4 — стїнок корєбу; R_5 — шафи холодильнику; R_6 — процесу конвективного теплообміну з продуктами

$$\frac{1}{R_4} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_{hp}}, \quad (1)$$

де R_4 — сумарний термічний опір корєба, К/Вт; R_s — термічний опір стїнок корєба, К/Вт; R_{hp} — термічний опір теплових труб, К/Вт.

Для розробки математичної моделі необхідно здійснити оцінку впливу різних чинників за умов реальних режимів роботи АТТ. На підставі цієї оцінки стане можливим формулювання припущень і граничних умов.

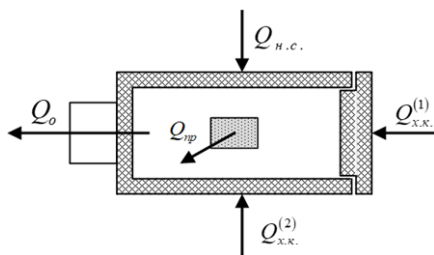


Рис. 4. Баланс теплових потоків НТО, записаний у загальному вигляді

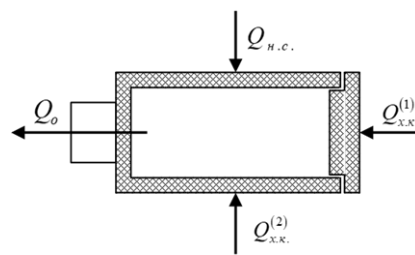


Рис. 5. Баланс теплових потоків у режимі довготривалого зберігання продуктів

Рівняння теплового балансу в загальному вигляді для НТО, показаних на рис. 4 та рис. 5, має такий вигляд: $Q_0 = Q_e + Q_{rc}^{(1)} + Q_{rc}^{(2)} + Q_p$, (2)

де Q_e — надходження теплоти з навколишнього середовища через стїнки шафи ХК, Вт; $Q_{rc}^{(1)}$, $Q_{rc}^{(2)}$ — надходження теплоти з ХК через дверцята НТО та перегородку, Вт; Q_p — надходження тепла від продуктів, Вт.

У стаціонарному режимі довготривалого зберігання $Q_p = 0$. Тому рівняння (2) матиме вигляд

$$Q_0 = Q_e + Q_{rc}^{(1)} + Q_{rc}^{(2)}. \quad (3)$$

Для двокамерної шафи, що має окремі дверцята для нижнього теплообмінного об'єму та холодильної камери, $Q_{rc}^{(1)}$ входить у склад Q_e .

Рівняння (2) та (3) записані для стаціонарного режиму роботи АТТ. Такий режим, «продовжений», характерний для роботи з піковими тепловими навантаженнями, які виникають за температури повітря в приміщенні 32°C і вище, тобто рівняння (2) і (3) записані для найнесприятливішого режиму роботи (критичного режиму) АТТ.

Проведено аналіз схеми теплового зв'язку (рис. 3). Термічні опори R_1 та R_2 практично не піддаються точному розрахунку через велику кількість технологічних чинників, зокрема: неплотинність і непаралельність при збиранні випарника та короба, сила затягування різьбових з'єднань та інші подібні особливості виготовлення й монтажу.

Частково знизити вплив зазначених чинників можливо за допомогою відомих методів інтенсифікації теплообміну в зоні контакту, наприклад установкою високопористого коміркового матеріалу з каркасом на основі міді та застосуванням теплопровідних паст [4].

Для цього випадку необхідно коригування граничних умов на основі результатів експериментальних досліджень. На першому етапі, для формулювання припущень, можна прийняти лінійний закон розподілу температури вздовж довжини випарника.

Оцінка термічного опору стінки короба в напрямку теплового потоку показує, що його величина практично дорівнює нулю. Величина R_4 , що характеризує термічний опір стінок короба нижнього теплообмінного об'єму за кондуктивного перенесення теплоти, у першому наближенні береться рівною нулю, тобто тепла труба вважається такою, що має нескінченно високу теплопровідність.

Під час завантаження нижнього теплообмінного об'єму продуктами конвективні теплопритоки через дверцята НТО практично дорівнюють нулю, тобто: $R_7 = \infty$, $Q_{rc}^{(1)} = 0$.

Приймаємо також температуру в НТО сталою і такою, що дорівнює T_0 . Сформульованим припущенням відповідає такий баланс теплових потоків:

$$Q_0 = Q_e + Q_{rc}^{(2)}. \quad (4)$$

Схему теплового зв'язку з урахуванням припущень показано на рис. 6, напрямки теплових потоків — на рис. 7.

Рівняння (4), з урахуванням прийнятих позначень, можна записати у такому вигляді:

$$Q_0 = Q_p + Q_{\delta} + Q_{\delta 1} + Q_{\delta 2} \quad (5)$$

Теплова труба з урахуванням припущення про нескінченну теплопровідність, виступає своєрідною ізотермічною віссю, що пронизує стінки короба.

В основі математичної моделі теплового зв'язку лежить тепловий баланс елементарної представницької комірки короба НТО:

а) елементарна комірка не перебуває в безпосередньому контакті з теплою трубою (рис. 8).

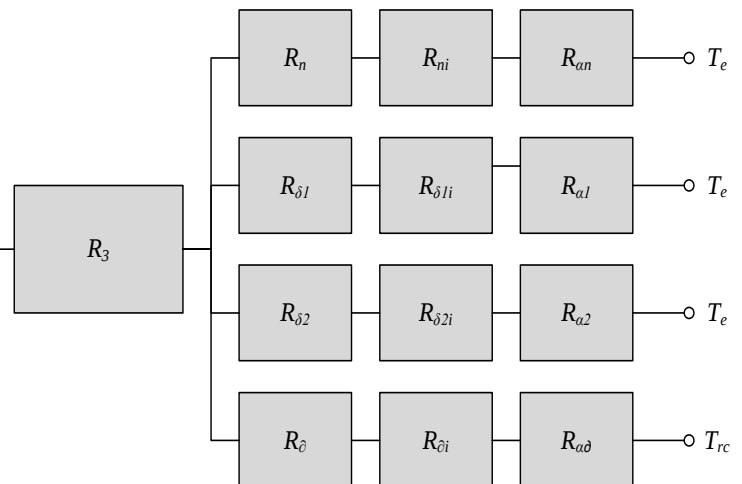


Рис. 6. Теплова схема: $T_{ev(x)}$ — розподіл температур за довжиною випарника;

T_e — температура навколишнього середовища; T_{rc} — температура в ХК;

Термічні опори: R_3 — задньої стінки коробу; R_n — верхньої стінки коробу;

$R_{\delta 1}$ — бічної стінки, пов'язаної із початковою ділянкою випарника;

$R_{\delta 2}$ — бокової стінки, пов'язаної із кінцевою ділянкою випарника; R_{δ} — нижньої стінки коробу; R_{ni} — ізоляції кришки шафи; $R_{\delta 1i}$, $R_{\delta 2i}$ — ізоляції бічних стінок шафи; $R_{\alpha 1}$, $R_{\alpha 2}$ — процесу конвективного теплообміну на бічних стінках шафи;

$R_{\alpha \delta}$ — процесу конвективного теплообміну на перегородці

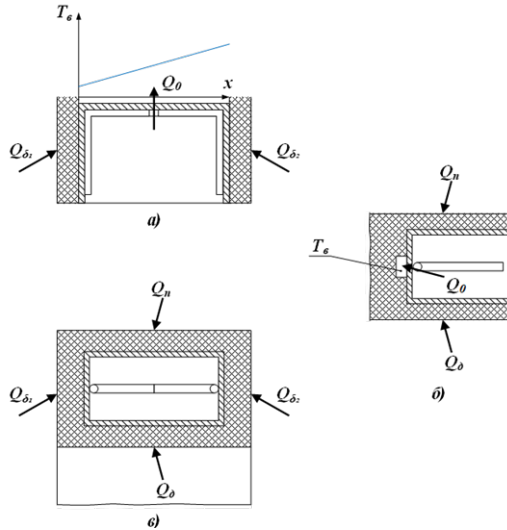


Рис. 7. Напрями теплових потоків на модельній схемі теплового зв'язку: *а* — вид зверху; *б* — вид збоку; *в* — вид спереду

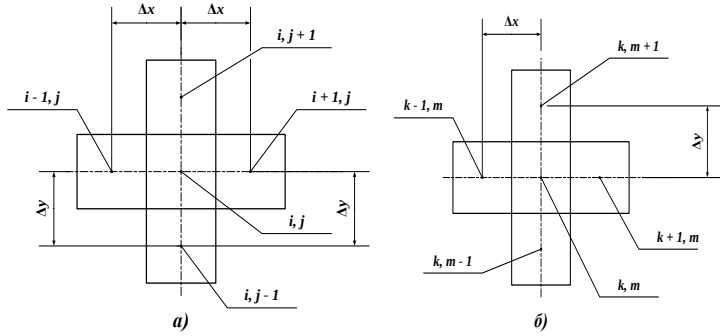


Рис. 8. Елементарні комірки: *а* — першого типу; *б* — другого типу

Зміну теплового режиму для елементарної комірки (або зміну її внутрішньої енергії) можна записати у вигляді

$$\Delta Q_{i,j} = \Delta Q_{i,j+1} + \Delta Q_{i,j-1} + \Delta Q_{i-1,j} + \Delta Q_{i+1,j} + Q_{in(i,j)}, \quad (6)$$

де $Q_{in(i,j)}$ — тепловий потік на елементарну комірку надходить з навколишнього середовища, а у випадку, коли елементарна комірка розташована на днищі короба — з ХК.

Рівняння (6) записано з урахуванням припущень про відсутність теплового впливу з боку продуктів.

Також припущено, що $Q_{in(i,j)} = 0$, коли елементарна комірка знаходиться на задній стінці короба і перебуває у безпосередньому тепловому контакті з випарником АТТ. Інакше кажучи, теплопритоки в НТО від випарника АТТ відсутні, що є обґрунтованим, оскільки випарник служить як «стік теплоти» з НТО.

Зміну теплового режиму елементарної комірки можна інакше записати відомим способом [10]

$$dQ_{i,j} = C_{i,j} \rho_{i,j} \left(\frac{dt}{d\tau} \right)_{i,j} dV_{i,j}, \quad (7)$$

де $C_{i,j}$ та $\rho_{i,j}$ — теплоємність та густина (щільність) матеріалу елементарної комірки; $dV_{i,j}$ — об'єм елементарної комірки; $\left(\frac{dt}{d\tau} \right)_{i,j}$ — зміна температури елементарної комірки в часі.

Рівняння (7) можна записати і з використанням кінцевих приростів

$$\Delta Q_{i,j} = C_{i,j} \rho_{i,j} \left(\frac{\Delta t}{\Delta \tau} \right)_{i,j} V_{i,j}. \quad (8)$$

Перетворюючи рівняння (8), отримуємо зручну для розрахунку форму запису

$$\Delta t_{i,j} = \frac{\Delta \tau}{C_{i,j} \rho_{i,j} V_{i,j}} \Delta Q_{i,j}. \quad (9)$$

Для елементарної комірки першого типу з урахуванням формули (6) отримаємо основну розрахункову формулу для елементарної комірки

$$\Delta t_{i,j} = \frac{\Delta \tau}{C_{i,j} \rho_{i,j} V_{i,j}} (\Delta Q_{i,j+1} + \Delta Q_{i,j-1} + \Delta Q_{i-1,j} + \Delta Q_{i+1,j} + Q_{in(i,j)}). \quad (10)$$

Аналогічну формулу можна записати для елементарної комірки ізоляційного покриття

$$\Delta t_{p,q} = \frac{\Delta \tau}{C_{p,q} \cdot \rho_{p,q} \cdot V_{p,q}} \cdot \Delta Q_{\Sigma(p,q)}. \quad (11)$$

б) елементарна комірка знаходиться в тепловому контакті безпосередньо з випарником або конденсатором теплової труби (рис. 8).

У цьому випадку рівняння (6) можна записати у такому вигляді:

$$\Delta Q_{k,m} = \Delta Q_{k,m+1} + \Delta Q_{k,m-1} + \Delta Q_{k-1,m} + \Delta Q_{k+1,m} + Q_{hp(k,m)}, \quad (12)$$

де $Q_{hp(k,m)}$ — величина теплового потоку, привнесеного (або відведеного) тепловою трубою в (від) елементарну комірку, Вт.

Знаки «+» або «-» дозволяють у рівнянні (11) визначити напрям теплового потоку.

Аналогічно з формул (8) та (9) можна отримати вираз для другого типу елементарних комірок

$$\Delta t_{k,m} = \frac{\Delta \tau}{C_{k,m} \rho_{k,m} V_{k,m}} \xi \Delta Q_{k,m} = \Delta Q_{k,m+1} + \Delta Q_{k,m-1} + \Delta Q_{k-1,m} + \Delta Q_{k+1,m} \pm Q_{in(k,m)} \pm Q_{hp(k,m)}. \quad (13)$$

Для кожної елементарної комірки коробу НТО, а також для елементарної комірки ізоляційного покриття в зоні НТО необхідно записати систему рівнянь типу (10) та (13)

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_{k,m} &= \frac{\Delta \tau}{C_{k,m} \rho_{k,m} V_{k,m}} \Delta Q_{\Sigma(k,m)}, \\ \Delta t_{i,j} &= \frac{\Delta \tau}{C_{i,j} \rho_{i,j} V_{i,j}} \Delta Q_{\Sigma(i,j)}, \\ \Delta t_{p,q} &= \frac{\Delta \tau}{C_{p,q} \rho_{p,q} V_{p,q}} \Delta Q_{\Sigma(p,q)}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Розв'язання рівняння (14), записаного у формі скінчено-різницевого співвідношень, здійснюється відомими числовими методами. Найпоширенішим є метод Ейлера [11].

Граничні умови для рівняння (14) мають такий вигляд:

- початкова температура в елементарній комірці короба та ізоляції на момент часу $\tau = 0$;
- температура навколишнього середовища (температура повітря в приміщенні);
- температура в «холодній» точці, тобто температура теплосприймального джерела.

Задаючи приріст часу $\Delta \tau_1$, визначають значення температури в момент часу $\tau_1 = \tau_0 + \Delta \tau_1$. Отримані значення формують масив параметрів, який слугує базовим для подальшого приросту часу $\Delta \tau_2$, таким чином $\tau_2 = \tau_1 + \Delta \tau_2$.

Обчислення виконуються до моменту досягнення температур, що відповідають заданим граничним умовам або критеріям збіжності.

Правильний вибір $\Delta \tau$ та Δt для розв'язання системи скінчено-різницевого рівнянь має визначне значення. За використання явних (типу (14)) скінчено-різницевого схем значення допустимого кроку за часом обмежено і для внутрішніх вузлів залежить від величини вибраного кроку за просторовою координатою та теплопровідністю матеріалу $\alpha = \lambda / \rho \cdot c$. Рекомендується [11], щоб

$$\alpha \frac{\Delta \tau}{\Delta x^2} = 1, 2, \quad (15)$$

в той час, як за величини комплексу більше 1,2 нестійкість не пов'язана з похибками округлення і є властивістю самої системи скінчено-різницевого рівнянь.

Важливим моментом у частині задання граничних умов варто вважати пошук (вибір) величини температури «холодного» джерела, яка є функцією працездатності випарника АТТ, а також умов теплообміну в зоні контакту.

Величину термічного опору можна розрахувати, використовуючи методику [12] за формулою

$$\frac{1}{R_c} = \frac{2}{3} \lambda_c \left[\frac{2}{3} (1 - \varphi_k) h_1 + (h_1 - h_2) (1 - \varepsilon_k) \right], \quad (16)$$

де λ_c — теплопровідність матеріалу; h_1 та h_2 — величини мікроставупів контактуючих поверхонь, м; ε_k — зміна температури елементарної комірки в часі; $\varphi_k = F_f / F_i$; F_f , F_i — величини поверхні контактуючих пар, м².

$$\varepsilon_k = \frac{4}{\pi(h_1 + h_2)} \cdot \frac{P}{l} \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} \left(\ln \frac{\alpha}{\varphi_k(1 - \varphi_k)} + 0,407 \right) + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \cdot 0,407 \right], \quad (17)$$

де P — зусилля притискання; E_1 та E_2 — модуль пружності контактуючих пар; μ_1 та μ_2 — коефіцієнти Пуассона контактуючих пар; l — довжина ділянки фактичного контакту, м.

Аналіз складників формул (16) та (17) демонструє, що загальний контактний термічний опір залежить від параметрів шорсткості, теплофізичних та механічних характеристик контактної пари, теплопровідності міжконтактного середовища та зазору, що виникає внаслідок неплоскостності поверхонь.

Окрім цього, на величину температури «холодного» джерела T_0 впливають експлуатаційні характеристики трипотокового випарника.

Робочий процес у трипотоковому випарнику можна описати системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} G_0 dY &= \beta(y^* - y) dF, \\ G_0 C'_p dt &= \alpha(t - \vartheta) dF, \\ dQ_0 &= k\varphi(\theta - \vartheta) dF = \pm w_0 C_{p0} d\theta, \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

де β — коефіцієнт масовіддачі у разі випаровування аміаку в парогазову суміш; α — коефіцієнт конвективного теплообміну між аміаком та парогазовою сумішшю; k — коефіцієнт теплопередачі від аміаку до об'єкта, що охолоджується (НТО); φ — питома площа охолоджувальної поверхні на одиницю міжфазного контакту; θ — температура в НТО; t — температура ПГС; ϑ — температура насичення аміаку; G_0 — витрати інертного газу (водню); w_0 — величина корисного завантаження об'єму НТО; C_{p0} , C'_p — теплоємність продуктів у НТО та інертного газу; y — масова доля аміаку в ПГС; y^* — масова доля аміаку в ПГС, яка знаходиться в рівновазі з насиченою рідиною за певної температури; Y — масова (відносна) доля аміаку в ПГС; Q_0 — холодопродуктивність випарника.

Для визначення шести невідомих параметрів (θ , t , ϑ , Y , y , y^*) утворюють систему з шести рівнянь [13]. Ще два необхідні рівняння описують взаємозв'язок між y^* та ϑ , а також між y та Y

$$y = \frac{Y}{1 - Y}; \quad (19)$$

$$y^* = A_0 + A_1 \vartheta + A_2 \vartheta^2 + \dots + A_n \vartheta^n, \quad (20)$$

де A_0 , A_1 , $A_2 \dots A_n$ — коефіцієнти поліному.

Шосте рівняння — рівняння теплового балансу

$$r\beta(y^* - y) dF = k\varphi(\theta - \vartheta) dF + \alpha(t - \vartheta) dF. \quad (21)$$

Розв'язання системи рівнянь (18)—(21) проводять методом Ейлера [11].

Температура «холодного» джерела Q_0 є граничною умовою для системи (14).

Проте значення $\vartheta_0 \neq \text{const}$ за довжиною випарника чи за шириною коробу НТО. В цьому випадку необхідно ввести певну $T_0 = \text{const}$, яку можна, до прикладу, визначити так:

$$T_0 = \frac{\vartheta'_0 - \vartheta''_0}{2}, \quad (20)$$

де ϑ'_0 , ϑ''_0 — температури на початку та в кінці ділянки випарника, пов'язаного із задньої стінкою коробу НТО (мінімальна та максимальна).

Базовими конструкціями для аналізу є коробки з Г-подібними, П-подібними та традиційними тепловими трубами [14], [15].

Для випадку використання Г-подібних і П-подібних теплових труб теплова схема є аналогічною та полягає в такому:

Випарники теплових труб встановлюються (закріплюються) на бокових стінках короба НТО, а конденсаційні ділянки — на задній стінці короба НТО.

Відмінність полягає в умовах тепловідведення в зоні конденсації.

Для Г-подібних теплових труб спостерігається нерівномірність температурного поля в зоні конденсації. Мінімальна температура випаровування також буде мінімальним температурним потенціалом

лом для стінки (лівої) короба НТО. Виникає своєрідний температурне перекошування між боковими стінками. Однак, як показує числовий експеримент, ця величина не перевищує $0,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ для товщини стінки короба 2 мм.

Згладжувальними (стабілізувальними) чинниками для вибору короба з Г-подібними тепловими трубами є часткова пере конденсація аміаку вздовж конденсаційної ділянки лівої та правої теплових труб. Нерівномірність температур по поверхні задньої стінки короба НТО не перевищує $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для П-подібної теплової труби ця величина не перевищує $0,15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таким чином, на практиці різниця у використанні Г-подібних або П-подібних теплових труб є несуттєвою. Під час вибору теплової схеми варто виходити з інших критеріїв, наприклад, з технологічних можливостей виробника. Недоліком теплової схеми НТО з двома Г-подібними тепловими трубами є додаткові витрати на подвійне вакуумування, герметизацію та контроль робочих параметрів.

В процесі виготовлення короба НТО з П-подібними тепловими трубами ці операції виконуються лише один раз.

Проте короб НТО з Г-подібними тепловими трубами має подвійну надійність щодо виходу з ладу теплових труб у разі розгерметизації. Вихід з ладу однієї Г-подібної труби справляє незначний вплив на температурне поле короба, тоді як для П-подібної теплової труби, особливо для камер зі значною плоскістю (до 40 дм^3), температурний переки є відчутним і становить $2,5\ldots 2,8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Стержневі або традиційні конструкції теплових труб у складі короба НТО можуть використовуватись лише у випадках, у разі необхідності вирівнювання температурних полів по поверхні стінок. Це особливо важливо для НТО з корисним об'ємом понад 20 дм^3 , коли характерний розмір перевищує такі значення: $0,3\text{ м}$ — для бокових стінок; $0,46\text{ м}$ — для висоти НТО; $0,66\text{ м}$ — для ширини короба.

На основі результатів числових експериментів проведено аналіз ефективності використання різних типів теплових схем коробів: з Г-подібними, П-подібними та традиційними тепловими трубами.

Використано такі варійовані параметри: товщина коробу — $0,003\text{ м}$ та $0,001\text{ м}$; висота коробу — $0,160\text{ м}$, $0,200\text{ м}$, $0,280\text{ м}$; глибина коробу — $0,225\text{ м}$, $0,325\text{ м}$, $0,425\text{ м}$; термічний опір ТТ — $0,01\text{ К/Вт}$, $0,1\text{ К/Вт}$, 1 К/Вт .

Діапазон варійованих параметрів обрано з урахуванням наявності широкого асортименту матеріалів коробу. Висота та глибина коробу варіювались з метою визначення тенденцій впливу на тепловий режим коробу ТТ. Зміна термічного опору у 100 разів фактично визначає границі застосування ТТ. $P_H = 0,01\text{ К/Вт}$ — границя роботи ТТ з високими теплопередавальними характеристиками, а $P_H = 1\text{ К/Вт}$ — фактична робота без ТТ.

Доведено, що для розмірів НТО: висота — $0,160\text{ м}$, ширина — $0,385\text{ м}$, глибина $0,225\text{ м}$, встановлення ТТ вирівнює температури до $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Вихід на режим здійснюється швидше приблизно на 20 %.

Зростання глибини коробу від $0,225\text{ м}$ до $0,425\text{ м}$ знижує ефективність застосування ТТ на 45 %, а збільшення висоти з $0,160\text{ м}$ до $0,280\text{ м}$ знижує ефективність використання ТТ на 2,6 %.

Для розробників АТТ моделі з корисним об'ємом НТО $12\ldots 30\text{ дм}^3$ та ХК $100\ldots 180\text{ дм}^3$ можна рекомендувати схему коробу з габаритами $0,160\times 0,225\times 0,385\text{ мм}$, і з ТТ Г- або П-подібного типу. Теплоносій — аміак.

Висновки

1. Розроблено математичну модель теплової схеми «випарник АТТ—ТТ—НТО», що дозволяє проводити числовий експеримент для оцінювання впливу на температурно-енергетичні характеристики АТТ, а саме короба НТО, таких геометричних та режимних параметрів: глибини, ширини та висоти короба НТО; товщини матеріалу короба НТО; типу матеріалу короба; типу використаної теплової труби з урахуванням величини теплового опору; товщини ізоляційних перегородок.

2. Показано перспективність використання теплових труб різної конфігурації — Г-подібних та П-подібних конструкцій.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] UNEP, *Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer. Final Act* [Text]: Accessed: 11 September 1987, 6 p.
- [2] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana, "A review of absorption refrigeration technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, no. 5, pp. 343-372, 2001.
- [3] A. S. Titlov, and M. V. Rybnikov, "Tendenzen der Entwicklung von Hauschalt-Kühl- und Gefriergeräten in der Ukraine und Untersuchungen neuer Arbeitsverfahren," *Die Kälte und Klima-technik*, № 6, s. 386-388, 1994.
- [4] О. С. Тітлов, «Сучасні тенденції розвитку побутової абсорбційної холодильної техніки,» *Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій*, № 18, s. 205-208, 1998.

[5] О. С. Тітлов, Д. С. Тюхай, О. Б. Василів, і О. В. Мазур, «Оптимізація режимів роботи абсорбційних холодильних апаратів різного функціонального призначення», *Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій*, № 26, с. 208-213. 2003.

[6] Л. Березовська, і О. Тітлов, «Результати термодинамічного аналізу типових абсорбційних холодильних агрегатів», *Refrigeration Engineering and Technology*, no. 59(3), pp. 182-190, 2023. <https://doi.org/10.15673/ret.v59i3.2665>.

[7] І. М. Іщенко, і О. С. Тітлов «Моделювання і аналіз циклів абсорбційних водоаміачних холодильних машин», *Наукові праці ОНАХТ*, № 36, т. 2, с. 263-266, 2009.

[8] Н. Ф. Хоменко, Г. М. Олифер, і А. С. Тітлов «Абсорбційний холодильник», *Патент 19328 Україна, МПК5 F 25 B 15/10, № 95321331*; заявл. 03.04.91; опубл. 25.12.97, Бюл. № 6.

[9] H. Choi, J. Lee, and Y. Kang, "Experimental study on diffusion absorption refrigerator achieving 0.2 coefficient of performance using low global warming potential refrigerant and low-grade heat source," *Applied Thermal Engineering*, no. 201, 2022.

[10] O. Titlova, O. Titlov, and O. Olshevska, "Search of the energy efficient operation modes of absorption refrigeration units," *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 5/2(83), pp. 45-53, 2016.

[11] Л. І. Дюженкова, і Т. В. Носаль, *Вища математика: практикум*, навч. посіб. Київ, Україна: Вища школа, 1991, 407 с.: іл. ISBN: 5-11-002281-X.

[12] В. Й. Лабай, *Тепломасообмін*, Л.: Тріада Плюс, 1998, 260 с.

[13] Nataliia Bilenko, and Oleksandr Titlov, "Improving energy efficiency of the systems for obtaining water from atmospheric air," *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no. 2/8 (110), pp. 31-40, 2021. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.229545>.

[14] О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, і О. Б. Василів, «Абсорбційний холодильник», *Деклараційний патент Україна № 47753A Україна, МПК7 F 25 B 15/10, № 2001096077*; заявл. 04.09.01; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.

[15] О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, і О. Б. Василів, «Абсорбційний холодильник», *Деклараційний патент. Україна, № 47867A Україна, МПК7 F 25 B 15/10, № 2001106934*; заявл. 11.10.01; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.

Рекомендована кафедрою теплоенергетики ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 3.07.2025

Тітлов Олександр Сергійович — д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики, e-mail: titlov1959@gmail.com ;

Пономарьов Костянтин Миколайович — аспірант кафедри нафтогазових технологій, інженерії та теплоенергетики.

Одеський національний технологічний університет, Одеса

O. S. Titlov¹
K. M. Ponomaryov¹

Thermal Modes Simulation of the Absorption Thermal Transformer with Heat Pipes

¹Odesa National University of Technology

Method for modeling thermal modes of an absorption thermal transformer with heat pipes is proposed, the suggested method allows to improve its temperature and energy characteristics due to rational design layout.

Mathematical model of the thermal circuit "evaporator of the absorption thermal transformer – heat pipe – cooling object" has been developed, which allows conducting a numerical experiment to assess the effect of the following geometric and mode parameters on the temperature and energy characteristics of the absorption thermal transformer, namely the box of the cooling object: depth, width and height; thickness of the box material of the cooling object; type of box material; type of the heat pipe used taking into account the value of thermal resistance; thickness of heat-insulating partitions.

The method for calculating thermal modes is based on the heat balance equation, which takes into account the cooling capacity of the evaporator of the absorption thermal transformer, the influx of heat from the environment through the walls of the cabinet, doors and partitions, as well as the influx of heat from the products. The variable parameters were: box thickness — 0.003 m and 0.001 m; box height — 0.160 m, 0.200 m, 0.280 m; box depth — 0.225 m, 0.325 m, 0.425 m; thermal resistance of heat pipes — 0.01 K/W, 0.1 K/W, 1 K/W.

The basic designs for the analysis are boxes with L-shaped, U-shaped and traditional heat pipes.

As a result of the numerical experiment, it was proven that for the size of the cooling object: height — 0.160 m, width — 0.385 m, depth — 0.225 m, the installation of a heat pipe equalizes the temperature to 0.2 °C. The mode is reached faster by about 20 %. Increasing the depth of the box from 0.225 m to 0.425 m reduces the efficiency of using heat pipes by 45 %, and increasing the height from 0.160 m to 0.280 m reduces the efficiency of using heat pipes by 2.6 %.

For developers of absorption thermal transformers with a useful volume of the cooling object of 12...30 dm³ and 100...180 dm³, it is possible to recommend a box design with dimensions of 0.160×0.225×0.385 mm, and with L-shaped or U-shaped heat pipes. The heat carrier of the heat pipes is ammonia.

Keywords: absorption thermal transformer, heat pipe, thermal mode, modeling, heat balance.

Titlov Oleksandr S. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Chair of Oil and Gas Technologies, Engineering and Heat Power Engineering, e-mail: titlov1959@gmail.com ;

Ponomaryov Konstantin M. — Post-Graduate Student of the Chair of Oil and Gas Technologies, Engineering and Heat Power Engineering