

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І МЕТОД РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ЗОНІ КОНДЕНСАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ

Сорокова Н.М. д.т.н., с.н.с., Половинкін К.О. аспірант

Національний технічний університет України “КПІ імені Ігоря Сікорського”

Анотація. Розроблена математична модель і чисельний метод розрахунку динаміки переносу теплоти в зоні конденсації циліндричної теплової труби з металоволокнистою капілярно-пористою структурою на внутрішній поверхні. Капілярна структура – гніт – забезпечує рециркуляцію робочого тіла з зони конденсації в зону випаровування незалежно від орієнтації теплової труби в просторі. Математична модель описує спряжену задачу дифузійно-фільтраційного тепломасопереносу і фазових перетворень в капілярно-пористому шарі, що контактує з насиченою парою робочого тіла, та теплопровідності в стінці труби, від зовнішньої поверхні якої теплота конденсації пари відводиться охолоджуючому теплоносію. Вміст інертних газів в теплової трубі є знехтувано малим. Відповідно система диференціальних рівнянь включає рівняння переносу енергії, масопереносу парової та рідкої фаз робочого тіла в капілярно-пористому шарі, і рівняння теплопровідності для металевої стінки труби, записаних для двовимірної розрахункової області. Система рівнянь замикається формулами для інтенсивності фазових перетворень, ефективних коефіцієнтів дифузії рідкої і парової фаз, коефіцієнту проникності гніту, тиску насичення, капілярного тиску, під дією якого відбувається відведення конденсату в зону випаровування. Результати чисельних експериментів свідчать про можливість застосування математичної моделі та методу розрахунку для управління процесами тепловідведення з метою організації ефективної термостабілізації термонапружених поверхонь в процесі експлуатації теплових труб, а також на етапі їх проєктування.

Ключові слова: теплова труба, капілярна структура, тепломасоперенос, математичне моделювання, конденсація пари, інтенсивність охолодження.

Формулювання проблеми і аналіз останніх досягнень. Теплові труби (ТТ) знаходять все більш широке та успішне застосування для забезпечення надійної роботи енергетичного обладнання, електричних двигунів, радіоелектронної апаратури, літальних і космічних апаратів, машин оборонної промисловості, де є потреба інтенсифікації термостабілізації термонапружених елементів або трансформування теплової енергії [1-5]. Це обумовлено тим, що ТТ володіють ефективною теплопровідністю на кілька порядків вищою, ніж у відомих високотеплопровідних матеріалів [2]. Крім того, ТТ зазвичай конструюють таким чином, що їх форма та продуктивність адаптовані до умов конкретного використання [3]. Проєктування або підбір ТТ з необхідними характеристиками теплопередачі передбачає проведення детальних досліджень, пов'язаних з оцінкою спроможності труби відводити необхідні теплові потоки, і факторів, які дозволяють управляти цим процесом. Ефективним способом впливу на теплопередавальні характеристики ТТ є інтенсивність тепловідведення в зоні конденсації. Використання методу математичного моделювання для таких випробувань дозволить значно прискорити вибір оптимальних умов охолодження, заощаджуючи час та матеріальні ресурси на проведення фізичного моделювання на відповідному лабораторному обладнанні.

Незважаючи на велику кількість публікацій в області створення, покращення характеристик та використання ТТ, досліджень на базі математичного моделювання процесів тепломасопереносу і фазових перетворень, які лежать в основі роботи ТТ дуже мало. В [6,7] проведено чисельне моделювання теплопередавальних процесів в пульсацийних ТТ, де відсутній гніт та основними механізмами теплопереносу розглядаються теплопровідність і конвекція. Для оцінки впливу фазових перетворень в [5] залучається емпіричне рівняння, яке впливає з рівності коефіцієнтів прихованої теплопередачі в зонах випаровування і конденсації, причому фізичного обґрунтування такого прийому в роботі не наводиться. В [8] запропонована математична модель теплопереносу в обертовій теплової трубі без пористої частини, яка включає рівняння нерозривності та рівняння переносу енергії та імпульсу. І хоча принцип роботи будь-яких ТТ базується на тепловому ефекті фазових перетворень, у [8] він явно не враховується.

Розробка математичної моделі в зоні конденсації. Процес тепломасообміну в зоні охолодження ТТ відбувається внаслідок конденсації сухої насиченої пари на капілярно-пористій структурі, розташованій коаксіально на внутрішній поверхні стінки ТТ (рис. 1), та передачі теплоти конденсації через стінку ТТ охолоджуючій рідині. Конденсат по капілярно-пористій структурі гніту під дією капілярних сил переміщується уздовж бічної поверхні ТТ в зону нагріву, де випаровується, відводячи теплоту від термонапруженої поверхні.

Якщо спрямувати ось Oy уздовж осі ТТ, а ось Ox уздовж радіусу



– Теплова труба з капілярно-пористою структурою [9]

r ТТ, в силу осової симетрії ТТ, і для того щоб обмежитись використанням циліндричної системи координат, приймемо розрахункову область такою, як представлено на рис.2. Парорідинна суміш, вміст рідини в якій буде безупинно зростати, та теплота конденсації в порах гніту переноситься уздовж осей Or і Oy шляхом дифузії і фільтрації. Ці процеси переносу описуються наступною системою диференціальних рівнянь:

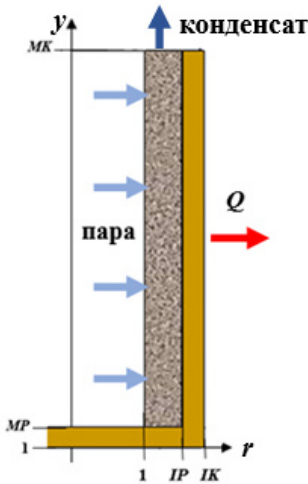


Рис. 2 – Вид розрахункової області

$$\frac{\partial U_p}{\partial t} + \frac{\partial(w_{pr}U_p)}{\partial r} + \frac{\partial(w_{py}U_p)}{\partial y} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(D_p r \frac{\partial U_p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_p \frac{\partial U_p}{\partial y} \right) - I_V, \quad (1)$$

$$\frac{\partial U_p}{\partial t} + \frac{\partial(w_{pr}U_p)}{\partial r} + \frac{\partial(w_{py}U_p)}{\partial y} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(D_p r \frac{\partial U_p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D_p \frac{\partial U_p}{\partial y} \right) + I_V, \quad (2)$$

$$c_{ef} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + w_{efr} \frac{\partial T}{\partial r} + w_{efy} \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{ef} r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + L I_V. \quad (3)$$

Теплопровідність в циліндричній стінці ТТ розраховується за допомогою рівняння Фур'є

$$c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right). \quad (4)$$

Тут T — температура; c_p і λ — об'ємна теплоємність і теплопровідність металеві стінки; U_p і U_n — об'ємні концентрації рідини і пари; t — час; λ_{ef} , c_{ef} — ефективні коефіцієнти теплоємності і теплопровідності, $\lambda_{ef} = \lambda_T \Psi_T + \lambda_p \Psi_p + \lambda_n \Psi_n$, $c_{ef} = c_T \Psi_T + c_p \Psi_p + c_n \Psi_n$, Ψ_T — об'ємна доля твердої фази, $\Psi_T = 1 - \Pi$, Π — пористість, пористої структури, рідини Ψ_p та пари Ψ_n , які знаходяться по відношенням: $\Psi_T = 1 - \Pi$, $\Psi_p = U_p / \rho_p$ і $\Psi_n = 1 - \Psi_T - \Psi_p$, де ρ_p — густина рідини. L , I_V — питома теплота та інтенсивність фазових перетворень; w_{efr} — ефективна швидкість фільтрації парорідинної суміші уздовж координати r , $w_{efr} = (w_{pr} c_p U_p + w_{nr} c_n U_n) / c_{ef}$.

Швидкості фільтраційного руху парової w_n і рідкої w_p фаз визначаються за законом Дарсі: $w_\psi = -K \nabla P_\psi / \mu_\psi$, $\psi = n, p$, де K — ефективний коефіцієнт проникності; ∇P_ψ — градієнт тиску фази ψ ; μ_ψ — динамічний коефіцієнт в'язкості фази ψ . Для розрахунку проникності металоволокнистої капілярно-пористої структури ТТ у [10] запропоновано емпіричну залежність $K = 0,4 d_b^{2,75} \exp(8,4 \cdot 10^{-3} P d_b^{-0,22})$, де d_b — діаметр волокон, що утворюють капілярно-пористу структури у мкм. Тиски P_p і P_n розраховуються через відомі з рішення системи (1) – (3) функції U_p , U_n і T , що дозволяють визначити об'ємну частку Ψ_n , парціальну густину парової фази $\rho_n = U_n / \Psi_n$ і парціальний тиск $P_n = \rho_n R_y T / \mu_n$. Тиск рідини $P_p = P_n + P_k$, де капілярний тиск P_k розраховується за виразом, отриманим у [11], що є аналогічним формулі Лапласа

$$P_k = 2\sigma(T) \frac{r_{\max}}{r_{\min}} \int_{r_{\min}}^{r_{\max}} \frac{\theta(r)}{r} F(r) dr / \int_{r_{\min}}^{r_{\max}} \theta(r) F(r) dr = \frac{2\sigma(T)}{r^*}, \quad r_{\min} < r^* < r_{\max}. \quad (5)$$

Тут $r_{\min}$ і $r_{\max}$ — мінімальний і максимальний радіуси пор; r^* — характеристичний параметр дисперсності розмірів пор; $\theta(r)$ — об'ємна доля капіляру, що заповнена рідиною; $F(r)$ — диференціальна функція розподілу пор по розмірах. Добуток $\theta(r) F(r) dr$ визначає об'єм рідини в капілярах з радіусами від r до $r+dr$ в одиничному об'ємі пористої структури. Функція $\theta(r, t)$ у капілярі радіуса r в момент часу t визначається виразом, який отримано як відношення площі перетину капіляра, зайнятого рідиною, до загальної площі його перетину $\theta(r, t) = \pi[r^2 - (r - \delta)^2] / \pi r^2 = 2\delta / r - \delta^2 / r^2 = 1 - (1 - \delta / r)^2$, δ — товщина шару рідини на стінках частково заповнених капілярів, яка визначалась за формулою для рівноважної товщини шару конденсату на твердій поверхні, отриманій в [12], $\delta = \delta^* \bar{\delta} = \delta^* (1 - \sqrt{1 - \phi})$, ϕ — відносна вологість парогазової суміші, $\phi = P_n / P_n(T)$, δ^* — середня довжина змішування активізованої частки в рідкому шарі, яка може розглядатись як товщина приграничного шару, що примикає до вільної поверхні досить масивного конденсованого тіла, в якому протікає процес випаровування, $\bar{\delta} = \delta / \delta^*$ при $0 < \delta < \delta^*$ и $\bar{\delta} = 1$ при $\delta > \delta^*$. Тиск насичення розраховувався по формулі Нікітенко Н.І. [12]:

$$P_n = N_p \sqrt{T} [\exp(A / RT) - 1]^{-1}, \quad N_p = 0,4361 \cdot 10^{10} \text{ кг/(м} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{К}^{0,5}), \quad A = 0,4206 \cdot 10^{15} \text{ Дж} \quad (5)$$

де значення A і N_p знайдені в результаті рішення системи з двох рівнянь (5), записаних для двох точок T_1, P_{n1} і T_2, P_{n2} , що взяті з таблиці насиченої пари і води в інтервалі температур $0 < T < 100$ °С.

Коефіцієнти дифузії рідини D_p і пари D_n в капілярах гніту знаходяться по формулам, які відображають активаційний характер дифузійних процесів: $D_p = \gamma_{Dp} [\exp(A_D / RT) - 1]^{-1}$ [13], $D_n = \gamma_{Dn} T^{3/2} / P_n$ [11], де A_D — енергія дифузійної активації, R — універсальна газова стала, γ_{Dp} , γ_{Dn} — дифузійні коефіцієнти.

Інтенсивність фазових перетворень знаходиться як різниця потоків рідини, що випаровується, та пари, що конденсується. Для поверхні контакту пари, що надходить з зони нагріву з температурою T_c і відносною вологістю φ_c та гніту формула [12] має наступний вид

$$I = \gamma_c \left\{ \varphi_{\tau} \Big|_{v=0} \left(\exp \left[A / (RT) \Big|_{v=0} \right] - 1 \right)^{-1} - \varphi_c \left(\exp \left[A / (RT_c) \right] - 1 \right)^{-1} \right\}, \quad \gamma_c = \varepsilon \rho_p \delta^* / 4. \quad (6)$$

Тут γ_c — поверхневий коефіцієнт фазового перетворення, ε — коефіцієнт випромінювання; φ_{τ} — відносна вологість парогазової суміші, якій згідно ізотермі сорбції відповідає об'ємна концентрація U_p в даній точці поверхні; v — нормаль до граничної поверхні; A — енергія активації. Значення φ_{τ} може бути визначено з наведеної вище формули для товщини δ конденсованого шару: $\varphi_{\tau} = \bar{\delta}(2 - \bar{\delta})$.

Інтенсивність конденсації в капілярах гніту знаходиться по формулі, що впливає з (6) за умови локальної термодинамічної рівноваги, згідно з якою температури фаз в точці їх контакту є однаковими:

$$I_v = \gamma_c \left[\exp(A / RT) - 1 \right]^{-1} (\varphi_{\tau} - \varphi) S. \quad (7)$$

Тут φ — вологість парової фази, що міститься в капілярах; S — площа контакту рідкої і парової фаз в частково заповнених рідиною капілярах одиничного об'єму гніту, яка визначаються по формулі [7]:

$$S = \frac{2\sqrt{1-\varphi_{\tau}}}{\rho_p \delta^*} \frac{\partial U_p}{\partial \varphi_{\tau}}. \quad (8)$$

Для визначення похідної $\partial U_p / \partial \varphi_{\tau}$ доцільно залучити рівняння ізотермі сорбції, яке зазвичай має вигляд $U_p = U_{\max} \varphi_{\tau}^g$, де $g = \text{const}$. Тоді $\partial U_p / \partial \varphi_{\tau} = U_{\max} g \varphi_{\tau}^{g-1}$.

Граничні умови для розрахункової області (рис.2) формулюються наступним чином. На поверхні $r=1$, $MP \leq y \leq MK$ мають місце граничні умови третього роду:

$$-D_n \frac{\partial U_n}{\partial r} \Big|_{r=0} + \frac{\partial(w_{nr} U_n)}{\partial r} \Big|_{r=0} = -\gamma_{n,c} (U_n \Big|_{r=1} - \rho_{n,c} \Psi_n), \quad (9)$$

$$D_p \frac{\partial U_p}{\partial r} \Big|_{r=1} + \frac{\partial(w_{pr} U_p)}{\partial r} \Big|_{r=1} = I_c \Big|_{r=1}, \quad (10)$$

$$\lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=1} + w_{efr} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=1} = \alpha(T_c - T \Big|_{r=1}) + L I \Big|_{r=1}. \quad (11)$$

На границях $r = IP$, $MP \leq y \leq MK$ та $y=MP$, $1 \leq r \leq IP$ масоперенос відсутній, але перенос теплоти відбувається. Для поверхні $r = IP$, $MP \leq y \leq MK$ граничні умови мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=IP} &= \lambda_{ef} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=IP} + w_{efr} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=IP}; & \frac{\partial U_p}{\partial r} \Big|_{r=IP} &= 0; & \frac{\partial U_n}{\partial r} \Big|_{r=IP} &= 0; \\ \frac{\partial w_{pr}}{\partial r} \Big|_{r=IP} &= 0; & \frac{\partial w_{nr}}{\partial r} \Big|_{r=IP} &= 0; & \frac{\partial w_{py}}{\partial y} \Big|_{MP \leq y \leq MP} &= 0; & \frac{\partial w_{ny}}{\partial y} \Big|_{MP \leq y \leq MP} &= 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Для поверхні $y=MP$, $1 \leq r \leq IP$ граничні умови записуються аналогічно (12).

Через границю $1 \leq r \leq IP$, $y = MK$ конденсат безупинно відводиться під дією капілярних сил в зону транспорту, а зміною температури і об'ємної концентрації пари на цій границі можна знехтувати. Тоді граничні умови записуються у наступний спосіб:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=MK} &= 0; & -D_p \frac{\partial U_p}{\partial y} \Big|_{y=MK} + \frac{\partial(w_{py} U_p)}{\partial y} \Big|_{y=MK} &= \frac{K}{\mu_p} \frac{P \Big|_{y=MK} - P_{\kappa}}{\partial y} U_p \Big|_{y=MK}; & \frac{\partial U_n}{\partial y} \Big|_{y=MK} &= 0; \\ \frac{\partial w_{py}}{\partial y} \Big|_{y=MK} &= \frac{K}{\mu_p} \frac{P \Big|_{y=MK} - P_{\kappa}}{\partial y}; & \frac{\partial w_{nx}}{\partial x} \Big|_{v=0} &= 0. \end{aligned} \quad (13)$$

На границях з зовнішнім охолодним середовищем умови теплообміну можна записати у вигляді

$$A_0 \lambda \frac{\partial T}{\partial v} + A_1 T + A_2 = 0, \quad (14)$$

де v — нормаль до поверхні. При $A_0 = 0$ і $A_1 = 1$ (14) представляє граничну умову першого роду; при $A_0 = A_1 = 0$ — умову другого роду; при $A_0 = 0$, $A_1 = \alpha$ і $A_2 = \alpha T_c$ — третього роду.

Рішення системи істотно нелінійних рівнянь (1) – (4) при граничних умовах (9) – (14) може бути проведено кінцево-різницеvim чисельним методом. Різницеvі апроксимації диференційних рівнянь на рівномірній різницеvій сітці $r_i = R_0 + ih$, ($i = 1, 2, \dots, IP$; $h = \text{const}$, $R_0 > 0$), $y_m = mh_y$, ($m = MP, MP+1, \dots, MK$; $h_y = \text{const}$), $t_n = nl$ ($n = 0, 1, \dots, l > 0$) будувались на основі явної тришарової перерахункової різницеvої схеми Нікітенко М.І. [11], у відповідності до якої рівняння переносу маси пари (1) апроксимується двома різницеvими рівняннями

$$(\bar{U}_{n,i,m}^{n+1} - U_{n,i,m}^n)/l = -\left[\left((w_n U_n)_{i+1,m}^n - (w_n U_n)_{i,m}^n\right) - \left((w_n U_n)_{i,m}^n - (w_n U_n)_{i-1,m}^n\right)\right]/(2h^2) -$$

$$-\left[\left((w_n U_n)_{i,m+1}^n - (w_n U_n)_{i,m}^n\right) - \left((w_n U_n)_{i,m}^n - (w_n U_n)_{i,m-1}^n\right)\right]/(2h_y^2), \quad (15)$$

$$(1 + \Omega_n)(U_{n,i,m}^{n+1} - U_{n,i,m}^n)/l - \Omega_n(U_{n,i,m}^n - U_{n,i,m}^{n-1})/l = -\left[\left((w_n \bar{U}_n)_{i+1,m}^n - (w_n \bar{U}_n)_{i,m}^n\right) - \right.$$

$$\left. - \left((w_n \bar{U}_n)_{i,m}^n - (w_n \bar{U}_n)_{i-1,m}^n\right)\right]/(2h^2) - \left[\left((w_n \bar{U}_n)_{i,m+1}^n - (w_n \bar{U}_n)_{i,m}^n\right) - \right.$$

$$\left. - \left((w_n \bar{U}_n)_{i,m}^n - (w_n \bar{U}_n)_{i,m-1}^n\right)\right]/(2h_y^2) + \left[\left(D_{n,i+1,m} r_{i+1,m} + D_{n,i,m} r_{i,m}\right)(U_{n,i+1,m}^n - U_{n,i,m}^n) - \right.$$

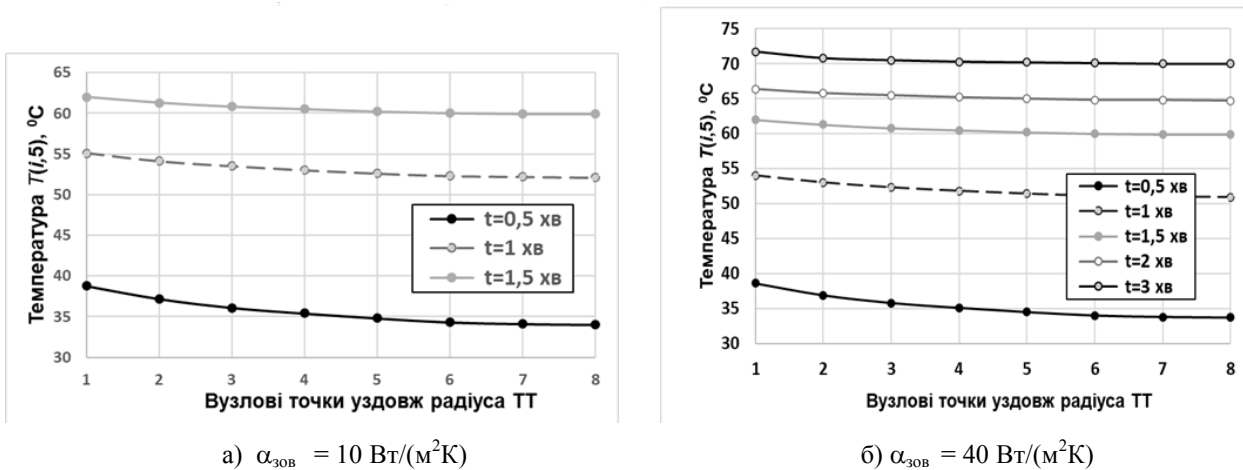
$$\left. - \left(D_{n,i,m} r_{i,m} + D_{n,i-1,m} r_{i-1,m}\right)(U_{n,i,m}^n - U_{n,i-1,m}^n)\right]/(2r_{i,m} h^2) + \left[\left(D_{n,i,m+1} + D_{n,i,m}\right)(U_{n,i,m+1}^n - U_{n,i,m}^n) - \right.$$

$$\left. \left(D_{n,i,m} + D_{n,i,m-1}\right)(U_{n,i,m}^n - U_{n,i,m-1}^n)\right]/(2h_y^2) - I_V. \quad (16)$$

Аналогічним шляхом записуються різницеві апроксимації диференціальних рівнянь (2), (3). Погрішність апроксимації має порядок $O(l + h^2)$. Ваговий параметр $\Omega_\psi \geq 0$, (ψ відповідає індексам p, r, T), обирається з умов стійкості $l_\psi \leq \left\{ (w_{\psi r} / h + w_{\psi y} / h_y)^{-1}; (1 + 2\Omega_\psi) / \left[2D_\psi (h^{-2} + h_y^{-2}) \right] \right\}$. Розрахунковий крок по часу визначається з умови $l \leq \min(l_p; l_r; l_T)$.

На базі представленої математичної моделі проводився розрахунок процесу переносу теплоти, що вивільняється при конденсації пари на металоволокнистій пористій структурі в зоні конденсації (охладження) ТТ, зовнішньому охолодному середовищу. Корпус ТТ і гніт виконано з міді. Довжина зони конденсації ТТ приймалась $l = 0,25$ м, $\delta_{ст}$ товщина стінки $\delta_{ст} = 0,004$ м, товщина гніту $\delta_r = 0,012$ м, діаметр волокон металоволокнистої структури $d_b = 20$ мкм і її пористість $\Pi = 0,7$. В якості вихідних фізичних параметрів приймалися: $T_0 = 283$ К; $U_{p0} = 6,98$ кг/м³; $P_{n0} = 1,187$ кПа; $P_{n0} = 1,199$ кПа; $T_c = 353$ К; $T_{ок,с} = 283$ К; $P_c = 47$ кПа; $P_{nc} = 46,79$ кПа; $A = A_D = 0,4205 \cdot 10^8$ Дж/кмоль; $\lambda_t = 395$ Вт/(м·К); $c_t = 385$ Дж/(кг·К); $\rho_t = 8890$ кг/м³. Експериментально отримані криві ізотерм сорбції для пористої мідної структури в [14] доволі точно описуються рівнянням $W^{-1} = W_{max}^{-1} - 35,5 \ln \phi$, де максимальний вологовміст W_{max} відповідає значенню $\phi = 1$ і при температурі 20 °С дорівнює 0,45%, а $U_p = 0,01 W \rho_t$.

На рис.3 – 6 наведені результати чисельних експериментів тепломасопереносу в зоні конденсації ТТ від початку роботи ТТ до досягнення встановленого режиму, коли температура на зовнішній поверхні ТТ залишається сталою при незмінних умовах тепловідведення.



**Рис.3 – Зміна температури в деякі моменти часу уздовж осі Or в гніті ($i=1, \dots, 6$) і стінці ($i=6, 7, 8$) ТТ у вузловій точці по координаті Oy $m=MP+2$ (рис. 2) при різних інтенсивностях тепловіддачі α_{30B} від на-
ружної стінки ТТ**

Перехід від вільної конвекції при охолодженні ТТ до примусового руху охолоджуючого повітря з температурою 10 °С (рис.3 а, б) не досить помітно відображається на розподілі температури в системі гніт-стінка ТТ, але все ж таки у випадку (2) температурний перепад у перетинах $i=1$ та $i=8$ на 1-2 градуси є більшим. При цьому швидкість заповнення капілярів пористого шару у випадку (б) дещо сповільнюється: наприклад, у вузловій точці $i=2$ концентрація рідкої фази U_p ($t=1,5$ хв) складає 169,7 кг/м³ для випадку (а) і 166,4 для випадку (б).

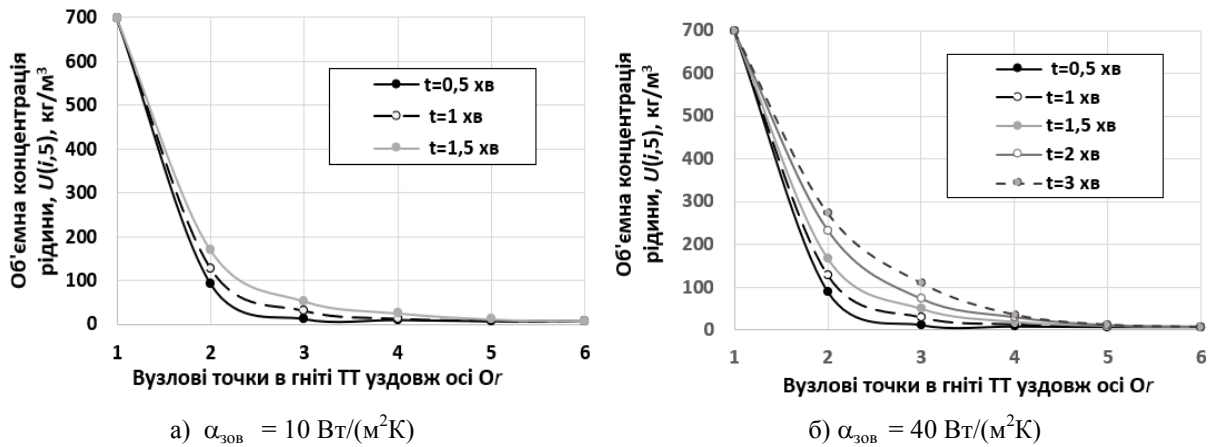


Рис.4 – Зміна об'ємної концентрації конденсату в пористому гніті ($i=1, \dots, 6$) в деякі моменти часу уздовж осі Or ТТ у вузловій точці по координаті Oy $m=MP+2$ (рис. 2) при різних інтенсивностях тепловіддачі α_{30B} від наружної стінки ТТ

Незважаючи на досить значну товщину стінки ТТ, яка була обрана з міркувань збільшення розрахункового кроку по часу і зменшення тривалості кожного чисельного експерименту, перепад температури в стінці при невеликих коефіцієнтах тепловіддачі складає менше $0,5^\circ\text{C}$ (рис. 3 та рис. 5-а). Однак при збільшенні коефіцієнта тепловіддачі до $1000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, зміна температури по товщині стінки стає більш помітною (рис. 4 б). Результати розрахунку зміни в часі температури і об'ємної концентрації рідкої фази у деяких вузлових точках, де точка $m=5=MP+2$, а $m=12=MK-2$ (рис.2) для різних умов охолодження, представлені на рис. 5 і 6. Досягнення встановленого температурного режиму відбувається досить швидко, тоді як заповнення пористої структури конденсатом проходить вкрай нерівномірно, зменшуючись від перетину MK до перетину MP . Причому при інтенсивному тепловідведенні стінка ТТ швидко охолоджується, що сповільнює інтенсивність масопереносу і в капілярах гніту

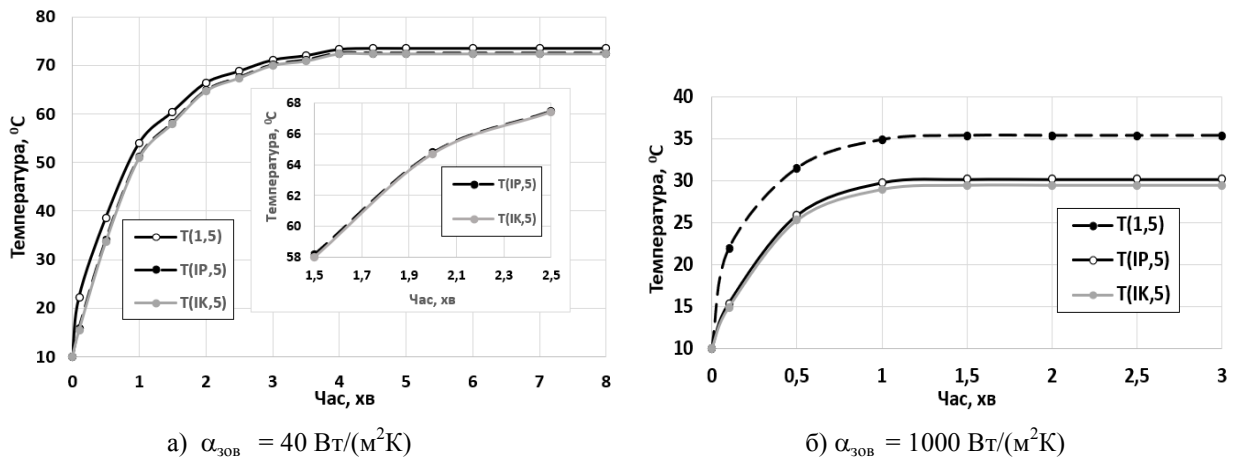


Рис. 5 – Зміна в часі температури в деяких вузлових точках системи гніт-стінка ТТ при різних інтенсивностях тепловіддачі α_{30B} від наружної стінки ТТ

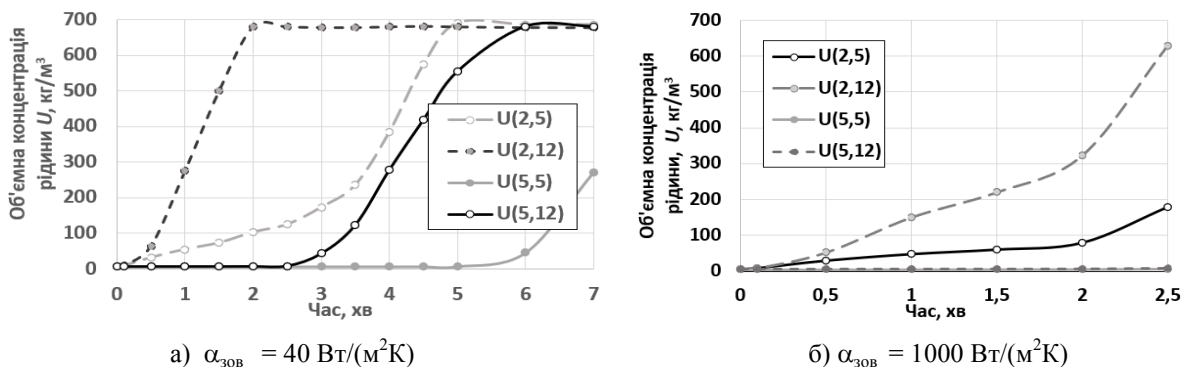


Рис.6 – Зміна в часі об'ємної концентрації рідкої фази в деяких вузлових точках системи гніт-стінка ТТ при різних інтенсивностях тепловіддачі α_{30B} від наружної стінки ТТ

Висновки. Розроблена математична модель і метод її реалізації показують адекватні якісні результати і можуть бути корисними при аналізі різних впливових факторів на ефективність роботи ТТ при конструюванні або обранні режимів експлуатації ТТ. Для отримання надійних кількісних результатів динаміки тепломасопереносу в зоні конденсації необхідно уточнення коефіцієнтів масопереносних характеристик, що входять в математичну модель, в залежності від пористості ґніту і природи теплоносія.

References

1. Wrobel R., Reay D. (2022). Heat pipe based thermal management of electrical machines. A feasibility study, *Thermal Science and Engineering Progress*, V.33, 101366 <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101366>.
2. Rassamakin B., Khairnasov S., Rassamakin A., Alpherova O. (2011). Space-Applied Aluminum Profiled Heat Pipes with Axial Grooves: Experiments and Simulation *Pipe Science and Technology International Journal*. № 1(4), 313–327. DOI: 10.1615/HeatPipeScieTech.v1.i4.20
3. Kravets V.Iu. (2018). *Protsesy teploobminu u miniatiurnykh vyparno-kondensatsiynykh systemakh okholodzhennia [Heat exchange processes in miniature evaporative-condensation cooling systems]*. Kh.: FOP Brovin O.V.
4. Serko M. V., Marynenko V. I., Rohachov V. A., Khairnasov S. M. (2014). Eksperymentalni doslidzhennia teploob-minnyka na osnovi teplovykh trub [Experimental studies of a heat exchanger based on heat pipes]. *Technology Audit and Production Reserves*, V.3, № 4, 26-30, doi:10.15587/2312-8372.2014.25325.
5. Nikolaenko Yu.Ie. (2009). *Zasoby teplozabezpechennia teplovykh rezhymiv na osnovi teplovykh trub dlia prystroiv obchysluvalnoi tekhniki ta keruvannia. [Means of heat supply of thermal regimes based on heat pipes for computing and control devices]*. Avtoref. dys. na здобuttia nauk. stupenia dokt. tekhn. nauk.: 05.14.06. Kyiv.
6. Ashutosh Kr Singh, Ashok Kumar Satapathy, Pooja Jhunjhunwala. (2014). Numerical analysis of performance of closed-loop pulsating heat pipe. *Heat Pipe Science and Technology*. V.5, Issue 1-4, 433-440 DOI: 10.1615/HeatPipeScieTech.v5.i1-4.490
7. Zhao, X.; Zhu, Y.; Li, H. (2022). Micro-Channel Oscillating Heat Pipe Energy Conversion Approach of Battery Heat Dissipation Improvement: A Review. *Energies*, 15, 7391-7422. <https://doi.org/10.3390/en15197391>
8. Jankowski, Todd A. *Numerical and experimental investigations of a rotating heat pipe*. No. LA-14324-T. Los Alamos National Lab.(LANL), Los Alamos, NM (United States), 2007. 133 p. <https://www.osti.gov/servlets/purl/901587>
9. Electronsc resource: <https://pcrepairkharkov.blogspot.com/2013/11/blog-post.html>
10. Kravets Yu. V., Melnyk R.S., Chervoniuk A.A., Shevel E.V. (2020). Yssledovanye pronytsaemosti metallovoloek-nystykh kapylliarnykh struktur teplovykh trub dlia okhlazhdeniya elektroniky [Investigation of the permeability of metal-fiber capillary structures of heat pipes for cooling electronics]. *Tekhnolohiya y konstruy-rovanye v elektronnoi apparature*, 3–4, 47-52. DOI: 10.15222/TKEA2020.3-4.47
11. Nikitenko N.I., Snezhkin Yu.F., Sorokovaya N.N., Kolchik Yu.N. (2014) *Molekulyarno-radiatsionnaya teoriya i metodyi rascheta teplo- i massoobmena [Molecular radiation theory and methods for calculating heat and mass transfer]*. Kiev: Naukova dumka, 744 p.
12. Nikitenko, N.I. (2002). Investigation of dynamics of evaporation of condensed bodies on the basis of the law of spectral-radiation intensity of particles. *Inzh. Fiz. Zh.*, 75 (3), 128–134.
13. Nikitenko, N.I. (2000). Problems of the radiation theory of heat and mass transfer in solid and liquid media. *J. Eng. Phys. Thermophys.*, 73(4), 840–848.
14. Syrkov, A.H. Pleskunov Y.V., Kavun V.S., Taraban V.V., Kushchenko A.N. (2019). Yzmenenye sorbtsyonnykh svoistv dyspersnoi medy, soderzhashchei v poverkhnostnom sloe ammoniyevye soedyneniya, pry dlytelnom vzaymo-deistvyi s paramy vody. *Kondensirovannyye sredy y mezhfaznyie hranytsy.*, 21(1), 146–154.

MATHEMATICAL MODEL AND CALCULATING METHOD OF DYNAMICS HEAT AND MASS EXCHANGE IN THE CONDENSATION ZONE OF A HEAT PIPE

Sorokova N.M. ShD., s.r., Polovynkin K.O. postgraduate

The National Technical University of Ukraine "KPI named after Ihor Sikorskyi"

Abstract. A mathematical model and a numerical method for calculating heat transfer dynamics in the condensation zone of a cylindrical heat pipe with a metal-fibrous capillary-porous structure have been developed. The capillary structure - the wick - ensures recirculation of the working medium from the condensation zone to the evaporation zone, regardless of the orientation of the heat pipe in space. The mathematical model describes the

coupled problem of heat and mass transfer and phase transformations in the capillary-porous layer in contact with the moist saturated steam of the working body of the pipe, and thermal conductivity in the pipe wall, from the outer surface of which the heat of steam condensation is transferred to the cooling coolant. The content of inert gases in the heat pipe is negligibly small. The system of differential equations is written for a two-dimensional computational domain. It includes the energy transfer, vapor mass, and liquid mass equations written for the capillary-porous bed, and the heat conduction equation for the metal pipe wall. The system of equations is closed by formulas for the intensity of phase transformations, diffusion coefficients of liquid and vapor phases, saturation pressure, and capillary pressure, under the action of which condensate is removed to the evaporation zone. The results of numerical experiments testify to the adequacy of the mathematical model, the effectiveness of the calculation method, and the possibility of their application for managing heat removal processes to organize effective thermal stabilization of thermally stressed surfaces during the operation of heat pipes, and also at the stage of their design.

Keywords: heat pipe, capillary structure, heat and mass transfer, mathematical modeling, steam condensation, cooling intensity.

Список використаної літератури

1. Wrobel R., Reay D., Heat pipe based thermal management of electrical machines.//A feasibility study, Thermal Science and Engineering Progress, V.33, 2022, 101366, ISSN 2451-9049, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101366>.
2. Rassamakin B., Khairnasov S., Rassamakin A., Alpherova O. Space-Applied Aluminum Profiled Heat Pipes with Axial Grooves: Experiments and Simulation Pipe Science and Technology // International Journal. 2011. № 1(4). P. 313–327. DOI: 10.1615/HeatPipeScieTech.v1.i4.20
3. Кравець В.Ю. Процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах охолодження. Х.: ФОП Бровін О.В., 2018. 288 с.
4. Серко М. В., Мариненко В. І., Рогачов В. А., Хайрмасов С. М. Експериментальні дослідження теплообмінника на основі теплових труб.// *Technology Audit and Production Reserves*, V.3, № 4, 2014, P. 26-30, doi:10.15587/2312-8372.2014.25325.
5. Ніколаєнко Ю.Є. Засоби теплозабезпечення теплових режимів на основі теплових труб для пристроїв обчислювальної техніки та керування: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук.: 05.14.06. Київ, 2009. 36 с.
6. Ashutosh Kr Singh, Ashok Kumar Satapathy, Pooja Jhunjhunwala. Numerical analysis of performance of closed-loop pulsating heat pipe.// Heat Pipe Science and Technology. V.5, Issue 1-4, 2014, P. 433-440 DOI: 10.1615/HeatPipeScieTech.v5.i1-4.490
7. Zhao, X.; Zhu, Y.; Li, H. Micro-Channel Oscillating Heat Pipe Energy Conversion Approach of Battery Heat Dissipation Improvement: A Review. *Energies* 2022, V.15, P.7391-7422. <https://doi.org/10.3390/en15197391>
8. Jankowski, Todd A. Numerical and experimental investigations of a rotating heat pipe. No. LA-14324-T. Los Alamos National Lab.(LANL), Los Alamos, NM (United States), 2007. 133 p. <https://www.osti.gov/servlets/purl/901587>
9. Electronsc resource: <https://pcrepairkharkov.blogspot.com/2013/11/blog-post.html>
10. Кравець Ю. В., Мельник Р.С., Червонюк А.А., Шевель Е.В. Исследование проницаемости металловолокнистых капиллярных структур тепловых труб для охлаждения электроники. // *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*, 2020, № 3–4. С. 47-52. DOI: 10.15222/ТКЕА2020.3-4.47
11. Никитенко Н.И., Снежкин Ю.Ф., Сорокова Н.Н., Кольчик Ю.Н. Молекулярно-радиационная теория и методы расчета тепло- и массообмена. Киев: Наукова думка, 2014. 744 с.
12. Nikitenko, N.I. Investigation of dynamics of evaporation of condensed bodies on the basis of the law of spectral-radiation intensity of particles. // *Inzh. Fiz. Zh.* 2002, V. 75, No 3. P. 128–134
13. Nikitenko, N.I. Problems of the radiation theory of heat and mass transfer in solid and liquid media // *J. Eng. Phys. Thermophys.* 2000, V. 73, No 4. P. 840–848.
14. Сырков, А.Г. Плескунов И.В., Кавун В.С., Тарабан В.В., Кущенко А.Н. Изменение сорбционных свойств дисперсной меди, содержащей в поверхностном слое аммониевые соединения, при длительном взаимодействии с парами воды // *Конденсированные среды и межфазные границы*. 2019. Т.21, № 1. С. 146–154.

Отримано в редакцію 18.07.2024
Прийнято до друку 25.09.2024

Received 18.07.2024
Approved 25.09.2024