

УДК 536.242

# ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ПОПЕРЕЧНОМУ ПЕРЕРІЗІ КОРПУСУ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ З АКсіАЛЬНИМИ КАНАВКАМИ

**В.М. Батуркін**Доктор технічних наук, старший науковий  
співробітник\*

Контактний тел.: 067-503-82-20

E-mail: baturkinvm@mail.ru

**Є.В. Шевель**

Кандидат технічних наук, доцент\*

Контактний тел.: 067-786-77-63

E-mail: euge28@bigmir.net

**Ю.В. Кузан**

Магістрант

\*Кафедра атомних електростанцій і інженерної  
теплофізики

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056

Контактний тел.: 063-389-96-35

E-mail: kuzan\_julia@mail.ru

*Наведено аналітичні залежності для визначення одновимірного температурного поля і двовимірної чисельної моделі температурного поля в поперечному перерізі корпусу зон нагріву та конденсації теплової труби. Результати розрахунків порівняно з експериментальними даними для алюмінієвої теплової труби з аксіальними канавками, заповненої аміаком*

*Ключові слова: теплова труба, розподіл температури, моделювання*

*Приведены аналитические зависимости для определения одномерного температурного поля и двумерная численная модель температурного поля в поперечном сечении корпуса зон нагрева и конденсации тепловой трубы. Результаты расчетов сравнены с экспериментальными данными для алюминиевой тепловой трубы с аксиальными канавками, заполненной аммиаком*

*Ключевые слова: тепловая труба, распределение температуры, моделирование*

*The analytical dependences for one-dimensional temperature field determination and numerical model of two-dimensional temperature field in the heat pipe cross sections for heating and condensation zones are presented. Obtained calculation results are compared with experimental data for aluminum axial grooves heat pipes, filled with ammonia*

*Key words: Heat pipe, temperature field, modelling*

## 1. Вступ

Для безвідмовного функціонування оптоелектронної апаратури у негерметичному відсіку космічного апарата (КА) важливим є підтримання температури її елементів в допустимому діапазоні. Для цього у КА застосовуються пасивні (без витрат електричної енергії космічного апарата) та активні системи забезпечення теплового режиму (СЗТР). Досить поширеними є СЗТР з використанням теплових труб (ТТ) [1], перевагами яких є передача теплоти (2...200 Вт) на відносно велику відстань (до 4 м) без застосування механічних насосних систем і додаткових джерел енергії, малий термічний опір (0,01...1 К/Вт), невелика маса (до 0,5 кг/м), різноманітність конструкції (діаметри корпусу від 0,003 до 0,02 м), експлуатація у широкому температурному діапазоні (-60...+60 °С), стабільність теплових характеристик при впливі факторів космічного середовища. Ці параметри є важ-

ливими для використання таких систем у космічній техніці.

Визначення термічного опору теплової труби необхідне для оптимізації конструкційних параметрів і побудови загальної теплової схеми СЗТР космічної апаратури. Розрахунок термічного опору ТТ передбачається на основі моделювання температурного поля корпусу теплової труби в поперечному перерізі. Для цього в роботі пропонуються моделі теплопереносу на основі рівнянь теплопровідності у поперечному перерізі і формули для визначення термічного опору в одновимірній постановці (аналітичне розв'язання) та у двовимірній постановці (чисельне розв'язання), та проводиться порівняння отриманих результатів з експериментальними даними.

Механізми формування температурного поля теплової труби достатньо повно досліджені при рівномірному в поперечному перерізі підведенні або відведенні теплоти. Однак, найбільш розповсюджені

ним є нерівномірні граничні умови підведення або відведення теплоти до корпусу труби і визначення термічного опору конструкції для цього випадку на даний час є актуальною науково-технічною задачею, вирішеною лише частково.

## 2. Постановка задачі

Контакт теплової труби з приладом здійснюється через тепловий інтерфейс, від виду якого залежить рівномірність теплового потоку, що підводиться до теплової труби чи відводиться. На рис. 1 узагальнені приклади теплового інтерфейсу [2]. Теплова труба може бути вмонтована в корпус, заглиблена в паз монтажної поверхні приладу, притискуватись до нього ззовні. Також тепла труба може бути виконана з фланцем як єдине ціле, або вмонтовуватись в профільований фланець, який в свою чергу з'єднується з монтажною поверхнею приладу.

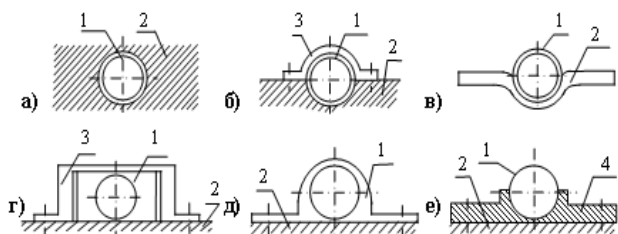


Рис. 1. Види теплового інтерфейсу теплової труби і монтажної поверхні приладу: а – тепловий інтерфейс теплової труби і приладу в масиві корпусу, б – у профільованому пазі, в – у видавленому пазі, г – з притискуванням теплової труби накладкою, д, е – сполучення корпусу теплової труби і фланця; 1 – корпус ТТ; 2 – монтажна поверхня приладу; 3 – притискний елемент; 4 – фланець

Теплова ефективність механічного та теплового інтерфейсу залежить від інтенсивності теплопередачі всередині ТТ, розподілу теплових потоків по периметру перерізу корпусу та теплофізичних властивостей матеріалів корпусу ТТ і фланця. Експериментальним шляхом [3, 4] при підводі теплоти зверху (відносно сил гравітації) до теплової труби з профільованими канавками було встановлено, що навіть при наявності великого числа датчиків температури неможливо отримати надійні дані по температурному полю корпусу теплової труби в поперечному перерізі внаслідок нерівномірного підводу, відводу теплоти і часткового осушення профілю. Опубліковані результати експериментальних досліджень різних теплових труб з канавками [5] різняться між собою, що пояснюється різними методиками вимірів, впливом орієнтації теплової труби, напрямком підводу, відводу теплоти відносно гравітаційних сил, геометрією кожного типу корпусу і канавок теплової труби. Отриманий в [6] розрахунковий перепад температур по периметру корпусу теплової труби при односторонньому підводі теплоти у 0,1 К є занадто малим, порівнюючи з експериментальними значеннями для типових теплонавантажень ТТ з аксіальними канавками з металевою повстю (20...200 Вт) [7]. Тому досі законності формування температурного поля корпусу

теплової труби в поперечному перерізі залишаються відкритими, що дає поштовх для їх вивчення.

У роботі запропоновано одновимірну модель розрахунку температурного поля в поперечному перерізі зон нагріву і конденсації, а також приведено порівняння результатів одновимірного моделювання, двовимірного комп'ютерного моделювання в пакеті SolidWorks Flow Simulation [8] та експериментальних даних з дослідження температурного поля корпусу теплової труби з аксіальними канавками в поперечному перерізі в зоні нагріву. При одновимірному та двовимірному моделюваннях прийнято, що граничні умови не змінюються по довжині зон нагріву та конденсації, форма меніска рідини у канавці визначається лише крайовим кутом змочування.

## 3. Об'єкт дослідження

Для розрахунку температурного поля корпусу теплової труби в поперечному перерізі була обрана конструкція теплової труби, яка була розроблена та виготовлена відповідно до стандарту PSS-49 на кафедрі «Атомних електричних станцій і інженерної теплофізики» теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». [9].

Експериментальні дані з визначення розподілу температур в корпусі теплової труби було отримано на стенді, робоча ділянка якого представлена на рис. 2. Профіль теплової труби зі схемою встановлення термопар в кожному поперечному перерізі, в якому проводяться вимірювання зображений на рис. 3.

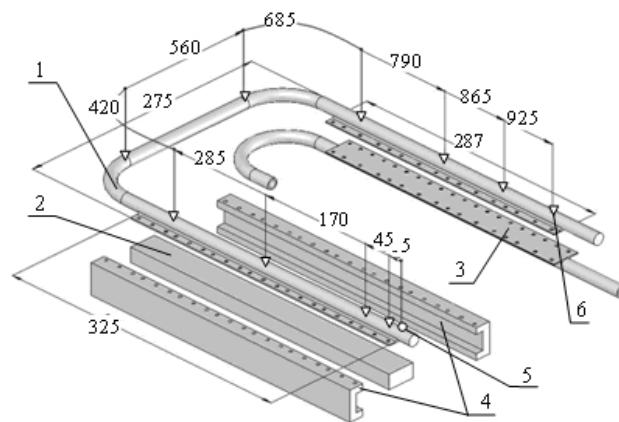


Рис. 2. Робоча ділянка стенда з визначення розподілу температур в корпусі теплової труби: 1 – тепла труба, 2 – нагрівач, 3 – конденсатор, 4 – затискачі для з'єднання нагрівача і теплової труби, 5 – початок відліку довжини ТТ, відстані до поперечних перерізів встановлення термопар, 6 – поперечні перерізи ТТ, в яких встановлені термопари. Розміри в міліметрах

Основні характеристики досліджуваної теплової труби BIRD:

- довжина транспортної зони 0,325 м;
- довжина зони конденсації 0,295 м;
- капілярна структура – поздовжні канавки трапецієвидного профілю – 30 шт. із глибиною кана-

вок 1 мм, шириною розкриття 0,47 мм, шириною дна 0,45 мм;

- теплоносії – аміак;
- термічний опір менше, ніж 0,07 К/Вт;
- номінальний тепловий потік 90 Вт;
- матеріал корпусу й фланців – сплав алюмінію АД31;
- маса менше, ніж 0,23 кг.

Експерименти проводилися на дослідній установці, схема якої наведена на рис. 4 [10].

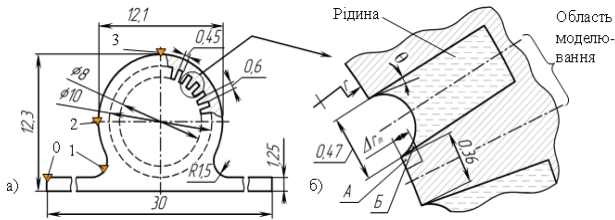


Рис. 3. Профіль теплової труби в поперечному перерізі: а – геометрія профілю теплової труби в поперечному перерізі (канавки без рідини), розміри в міліметрах, б – фрагмент канавки, заповненої рідиною, 0, 1, 2, 3 – термопари, А, Б – умовні ділянки

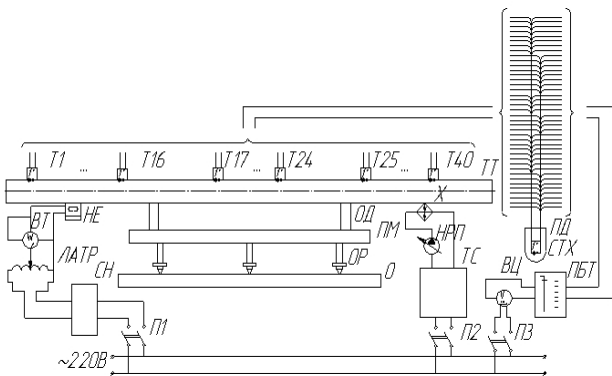


Рис. 4. Схема експериментального станда для дослідження ТТ проекту BIRD: ВТ – ватметр, ВЦ – цифровий вольтметр, ЛАТР – лабораторний автотрансформатор, НЕ – електричний нагрівач, НРП – насос регульованої подачі, О – основа, ОД – дистанційна опора, ОР – регулююча опора, П1, П2, ПЗ – перемикачі, ПБТ – перемикач багатоточковий, ПД – посудина Дьюара, ПМ – монтажна плита, СН – стабілізатор напруги, СТХ – холодні спаї термопар, Т1–Т40 – термопари, ТС – термостат, ТТ – тепла труба, Х – холодильник.

Підведення теплоти до зони нагріву здійснювалось електричним нагрівачем потужністю 200 Вт, регулювання здійснювалось за допомогою ЛАТРа від 10 Вт до 130 Вт. Потужність фіксувалась з точністю  $\pm 0,3$  Вт. Охолодження зони конденсації труби здійснювалось проточним водяним охолоджувачем, з об'ємною витратою не менше, ніж 0,6 л/хв., температура рідини якого утримувалася постійною за допомогою термостата УН-8.

Під час випробування були виміряні температурні поля теплової труби в стаціонарному режимі при різних теплових потоках і постійних температурах пари. Фіксування температури в різних точках зразка з точністю не менше ніж  $\pm 0,2$  °С відбувалось за допомогою мідь-константанових термопар.

Випробування проводилися в повітряному середовищі при нормальному атмосферному тиску й температурі (18...25)°С. Тепловода теплоізолювалась базальтовим волокном, а для забезпечення ефективного теплового контакту між ТТ і нагрівачем, ТТ і конденсатором застосовувалась теплопровідна паста КПТ. Термопари розташовувались у десяти поперечних перерізах теплової труби (рис. 2), по чотири у поперечному перерізі (рис. 3).

Результати вимірів температурного поля, що використовувались при порівнянні моделей розрахунку з експериментом, знімались при підведенні потужності  $Q = 90$  Вт до фланцю ТТ знизу, відносно сил гравітації. Виділений кут підведення теплоти до умовної циліндричної поверхні корпусу ТТ становить  $100^\circ$ , позначений як  $2\varphi_1$ , при цьому  $\varphi_2 = 180 - \varphi_1 = 130^\circ$ .

#### 4. Визначення температурного поля корпусу теплової труби на основі одновимірних рівнянь теплопровідності

При розрахунку температурного поля в поперечному перерізі було використано одновимірну модель, що описується диференційними рівняннями теплопровідності для двох ділянок в зонах нагріву і конденсації теплової труби – в ділянці, що стикується з фланцем труби при  $0^\circ \leq \varphi \leq \varphi_1$ , і в ділянці при  $\varphi_1 \leq \varphi \leq 180^\circ$  (рис. 5).

Модель приведена для одновимірної постановки, де в якості змінної використовується поточна довжина кола  $r\varphi$ , при радіусі парового каналу  $r$ , кутовій координаті  $\varphi$ . Дана модель базується на наступних припущеннях:

- в силу малої товщини стінки порівняно з

діаметром  $\left( \left[ r + \sum_i \delta_i \right] / r \leq 1.3 \right)$  задача розглядається

не в циліндричній, а в декартовій системі координат;

- температури фланця, корпусу і капілярної структури однакові по товщині і змінюються тільки по куту  $\varphi$  в силу того, що  $Bi = \alpha \sum_i \delta_i / \lambda_i < 0.1$ ;

- коефіцієнти тепловіддачі всередині корпусу на ділянці в межах кута  $\varphi_1$  в зонах нагріву і конденсації при-



Рис. 5. Схема поперечного перерізу теплової труби, що моделюється: а – елементи системи «фланець – корпус – капілярна структура», б – зона нагріву, в – зона конденсації

ймаються постійними –  $\alpha_{ev1}$ ,  $\alpha_{con1}$ , відповідно, а в межах кута  $\varphi_2$  –  $\alpha_{ev2}$  і  $\alpha_{con2}$ , коефіцієнт тепловіддачі від корпусу труби до охолоджуючого середовища в зоні конденсації –  $\alpha_o$ ;

– фланець, корпус труби і капілярна структура розглядаються як єдине плоске ребро з сумарною провідністю  $A_{ev1}$  на ділянці підводу теплоти з кутом  $\varphi_1$  і  $A_{ev2}$  – на ділянці з кутом  $\varphi_2$  для зони нагріву, для зони конденсації:  $A_{con1}$ ,  $A_{con2}$ , відповідно;

– густина теплового потоку  $q_r$  і коефіцієнти тепловіддачі віднесені до внутрішнього радіусу;

– температура пари  $T_v$  і температура охолоджуючого середовища  $T_o$  постійні;

– розглядається симетрична задача;

– теплопередача в приєднаних елементах (нагрівач, холодильник) не розглядається.

$\delta_i$  – товщина  $i$ -го елемента;

$\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності  $i$ -го елемента;

$i$  – елементи теплопровідної системи «фланець – корпус – капілярна структура»;

$$A_{ev1,2} = \sum_i \delta_{i,2i} \lambda_{i,2i} L_{ev} - \text{сумарна площинна}$$

теплопровідність в зоні нагріву;

$$A_{con1,2} = \sum_i \delta_{i,2i} \lambda_{i,2i} L_{con} - \text{сумарна площинна}$$

теплопровідність для зони конденсації;

$L_{ev}$ ,  $L_{con}$  – довжини зони нагріву, зони конденсації.

Виходячи з цих міркувань, диференційні рівняння теплопровідності для зони нагріву мають наступний вигляд:

$$A_{ev1} \frac{d^2 T_{ev1}}{dx^2} - \alpha_{ev1} (T_{ev1} - T_v) L_{ev} = -q_r L_{ev}, \quad 0 \leq x \leq r\varphi_1 \quad (1)$$

$$A_{ev2} \frac{d^2 T_{ev2}}{dx^2} - \alpha_{ev2} (T_{ev2} - T_v) L_{ev} = 0, \quad r\varphi_1 < x \leq r\pi \quad (2)$$

При розв'язанні цих рівнянь отримано залежності для визначення температури корпусу теплової труби

$$T_{ev1} - T_v = \frac{q_r}{\alpha_{ev1}} \left\{ 1 - \frac{\text{ch}(f_{ev1}\varphi_1 r)}{\text{ch}(f_{ev1}\varphi_1 r)} \left[ 1 + \frac{A_{ev1} f_{ev1} \text{th}(f_{ev1}\varphi_1 r)}{A_{ev2} f_{ev2} \text{th}(f_{ev2}\varphi_2 r)} \right]^{-1} \right\}, \quad 0 \leq x \leq r\varphi_1$$

вздовж периметра для двох ділянок:

$$T_{ev2} - T_v = \frac{q_r}{\alpha_{ev1}} \frac{\text{ch}[f_{ev2}(\pi - \varphi)r]}{\text{ch}(f_{ev2}\varphi_2 r)} \times \left[ 1 + \frac{A_{ev2} f_{ev2} \text{th}(f_{ev2}\varphi_2 r)}{A_{ev1} f_{ev1} \text{th}(f_{ev1}\varphi_1 r)} \right]^{-1}, \quad r\varphi_1 < x \leq r\pi \quad (4)$$

$$\text{де } f_{ev1} = [A_{ev1} / (\alpha_{ev1} L_{ev})]^{-0.5} \quad f_{ev2} = [A_{ev2} / (\alpha_{ev2} L_{ev})]^{-0.5}$$

комплекси для зони нагріву.

Для зони конденсації рівняння мають подібний вигляд:

$$A_{con1} \frac{d^2 T_{con1}}{dx^2} + \alpha_{con1} (T_v - T_{con1}) L_{con} = \alpha_o (T_{con1} - T_o) L_{con}, \quad 0 \leq x \leq r\varphi_1 \quad (5)$$

$$A_{con2} \frac{d^2 T_{con2}}{dx^2} + \alpha_{con2} (T_v - T_{con2}) L_{con} = 0, \quad r\varphi_1 \leq x \leq r\pi \quad (6)$$

при розв'язанні яких отримано залежності для визначення температури корпусу теплової труби в зоні конденсації вздовж периметра для  $0 \leq x \leq r\varphi_1$  і  $r\varphi_1 \leq x \leq r\pi$ , відповідно:

$$T_{con1} - T_v = \frac{\alpha_o (T_o - T_v)}{\alpha_{con1} + \alpha_o} \left\{ 1 - \frac{\text{ch}(f_{con1}\varphi_1 r)}{\text{ch}(f_{con1}\varphi_1 r)} \left[ 1 + \frac{A_{con1} f_{con1} \text{th}(f_{con1}\varphi_1 r)}{A_{con2} f_{con2} \text{th}(f_{con2}\varphi_2 r)} \right]^{-1} \right\} \quad (7)$$

$$T_{con2} - T_v = \frac{\alpha_o (T_o - T_v)}{\alpha_{con1} + \alpha_o} \frac{\text{ch}(f_{con2}(\pi - \varphi)r)}{\text{ch}(f_{con2}\varphi_2 r)} \left[ 1 + \frac{A_{con2} f_{con2} \text{th}(f_{con2}\varphi_2 r)}{A_{con1} f_{con1} \text{th}(f_{con1}\varphi_1 r)} \right]^{-1} \quad (8)$$

$$\text{де } f_{con1} = [A_{con1} / ((\alpha_{con1} + \alpha_o) L_{con})]^{-0.5},$$

$$f_{con2} = [A_{con2} / (\alpha_{con2} L_{con})]^{-0.5} - \text{комплекси для зони}$$

конденсації.

На основі розрахункових залежностей для температурного поля корпусу теплової труби в її поперечному перерізі виведено залежності для розрахунку термічного опору труби для зони нагріву і для зони конденсації. Термічний опір у зоні нагріву на ділянці  $0 \leq x \leq r\varphi_1$  в залежності від середньої температури корпусу теплової труби розраховується як:

$$\overline{R}_{ev} = \frac{\overline{T}_{ev} - T_v}{q_r 2\varphi_1 r L_{ev}} = \frac{1}{\alpha_{ev1} 2\varphi_1 r L_{ev}} \times \left\{ 1 - \left[ \frac{f_{ev1}\varphi_1 r}{\text{th}(f_{ev1}\varphi_1 r)} + \frac{A_{ev1} f_{ev1}}{A_{ev2} f_{ev2}} \frac{f_{ev1}\varphi_1 r}{\text{th}(f_{ev2}\varphi_2 r)} \right]^{-1} \right\} \quad (9)$$

в залежності від максимальної температури корпусу ТТ:

$$R_{ev \max} = \frac{T_{ev \max} - T_v}{q_r 2\varphi_1 r L_{ev}} = \frac{1}{\alpha_{ev1} 2\varphi_1 r L_{ev}} \times \left\{ 1 - \frac{1}{\text{ch}(f_{ev1}\varphi_1 r)} \left[ 1 + \frac{A_{ev1} f_{ev1} \text{th}(f_{ev1}\varphi_1 r)}{A_{ev2} f_{ev2} \text{th}(f_{ev2}\varphi_2 r)} \right]^{-1} \right\} \quad (10)$$

Термічний опір системи «пара – фланець теплової труби – охолоджуюче середовище» визначається за формулою:



$$R_{con} = \frac{T_v - T_o}{Q_{con}} = \left( \frac{2L_{con}\Phi_1 r \alpha_o \alpha_{con1}}{\alpha_{con1} + \alpha_o} \left[ 1 + \frac{\alpha_o}{\alpha_{con1}} \left[ \frac{f_{con1}\Phi_1 r}{th(f_{con1}\Phi_1 r)} + \frac{A_{con1} f_{con1}}{A_{con2} f_{con2}} \frac{f_{con1}\Phi_1 r}{th(f_{con2}\Phi_2 r)} \right] \right] \right)^{-1} \quad (11) \quad \alpha = \frac{q}{T - T_v} \quad (13)$$

**5. Визначення температурного поля корпусу теплової труби на основі двовимірних рівнянь теплопровідності**

Приведені залежності мають ряд припущень і не враховують дискретного розподілу теплових потоків по куту  $\varphi$ , що характерно для ТТ з аксіальними канавками [9, 10], тому більш точна тепла модель розповсюдження теплоти теплопровідністю в поперечному перерізі корпусу була проаналізована за допомогою програмного пакету SolidWorks Flow Simulation, для якої основою для розрахунку є двовимірне стаціонарне рівняння теплопровідності:

$$\frac{d}{dy} \left( \lambda_j \frac{dT_j}{dy} \right) + \frac{d}{dz} \left( \lambda_j \frac{dT_j}{dz} \right) = 0, \quad (12)$$

де  $j$  – область, заповнена рідиною у канавці або тіло корпусу ТТ;

$y, z$  – координати декартової системи координат;

$\lambda$  – теплопровідність  $j$ -го елемента.

Геометрична модель поперечного перерізу теплової труби в цьому пакеті будувалась за розмірами реальної теплової труби, описану вище (рис. 3). Поверхня розділу рідина – пара в кожній канавці представлена дугами між виступами канавок теплової труби і утворює крайовий кут змочування  $\theta$ . Контакт між рідиною і стінкою ідеальний. На вільній поверхні рідини задаються граничні умови першого роду – температура пари  $T_v = 303,2$  К. На поверхні фланця задано граничні умови другого роду – густина теплового потоку, віднесена до поверхні фланця  $q = 9230$  Вт/м<sup>2</sup> ( $Q = 90$  Вт). Коефіцієнт теплопровідності корпусу зі сплаву АД-31 прийнято 188 Вт/(м·К) [11], коефіцієнт теплопровідності аміаку – 0,5 Вт/(м·К) [12].

На першому етапі моделювалась половина ребра з половиною канавки, заповненої рідиною (рис. 3, б), для аналізу чутливості розрахункової сітки на зменшення розмірів чарунок та для визначення залежності коефіцієнта тепловіддачі від кута змочування. Основна розрахункова квадратична сітка мала розмір  $1,5 \cdot 10^{-5}$  м, що визначався розмірами половини профілю ТТ і обмеженням програми у 1000 елементів вздовж кожної осі координат. Враховуючи те, що в точці примикання тонкого шару рідини до краю виступу канавки значення теплового потоку від рідини до пари максимальне і стрімко падає при збільшенні товщини шару рідини, було вирішено зробити більш густу сітку при вершині дотику канавки і рідини, порівняно з основною розрахунковою сіткою. З наближених розрахунків визначено, що на віддаленні вглиб виступу канавки на  $\Delta r_m = 0,12$  мм (рис. 3, б) передається 95 % теплового потоку, що відводиться від рідини до пари. З урахуванням вищесказаного було виділено ділянку А на вершині ребра з розмірами 0,12 мм × 0,1 мм і ділянку Б в рідині від поверхні меніска до ребра (рис. 3, б). На цих ділянках задався розмір чарунок, при якому коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ТТ із середньою температурою  $\bar{T}$  до пари:

залишався би незмінним при подальшому зменшенні розміру чарунок. Розмір чарунок вздовж кожної осі координат становить  $1,9 \cdot 10^{-6}$  м.

На рис. 6 представлено порівняння отриманих значень коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  при різних значеннях кута змочування ( $\theta = 1^\circ, 10^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ ) з результатами французьких вчених [3], за якими можна відмітити схожість отриманих даних: чим менше крайовий кут змочування, тим більший коефіцієнт тепловіддачі в силу збільшення поверхні теплообміну.

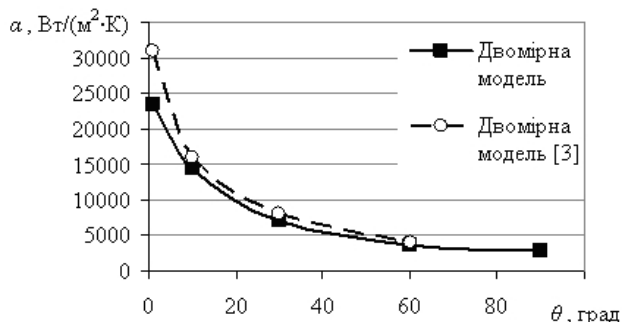


Рис. 6. Порівняльний графік коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні стінки ТТ до пари у двовимірній моделі авторів та у двовимірній моделі [3]

На другому етапі моделювання розглядалась тепла задача у половині поперечного перерізу корпусу теплової труби в зоні нагріву при вище вказаних умовах для половини канавки і при значенні кута  $\theta = 1^\circ$ . Типовий розподіл температури у теплової труби, представлений на рис. 7, показує, що максимальна температура спостерігається на краю фланця (термопара 0, рис. 3, а) через віддаленість від циліндричного корпусу ТТ, де відбувається відведення теплоти випаровуванням рідини з канавок. Перепад температури від краю фланця до верхньої точки корпусу теплової труби ( $\varphi = 180^\circ$ ) становить 2,45 К, а від основи фланця ( $\varphi = 50^\circ$ ) до  $\varphi = 180^\circ$  – 0,75 К, від  $\varphi = 0^\circ$  до  $\varphi = 180^\circ$  – 0,71 К. По товщині стінки корпусу ТТ у радіальному напрямку спостерігається неоднаковість температури: при  $\varphi = 0^\circ$  перепад становить 0,06 К, при  $\varphi = 90^\circ$  – 0,1 К, при  $\varphi = 180^\circ$  – 0,003 К, а по висоті ребра: при  $\varphi = 0^\circ$  перепад температури становить 0,29 К, при  $\varphi = 90^\circ$  – 0,13 К, а при  $\varphi = 180^\circ$  – 0,01 К.

В зв'язку з суттєвою нерівномірністю температур по периметру вибір реперної точки для визначення температури корпусу для подальшого використання у розрахунках суттєво впливає на значення термічного опору: для  $\varphi = 0^\circ$  термічний опір становить  $8,22 \cdot 10^{-3}$  К/Вт, для  $\varphi = 50^\circ$  –  $8,56 \cdot 10^{-3}$  К/Вт, для  $\varphi = 90^\circ$  –  $2,33 \cdot 10^{-3}$  К/Вт, для  $\varphi = 180^\circ$  –  $0,33 \cdot 10^{-3}$  К/Вт, а середньо інтегральне значення термічного опору становить  $3,91 \cdot 10^{-3}$  К/Вт. Тобто різниця температури корпусу і пари у вказаних точках становить 0,74 К, 0,77 К, 0,21 К і 0,03 К, відповідно. Ці обставини можуть пояснити суттєво різні значен-

ня інтенсивності тепловіддачі, отримані для подібних профілів різними дослідниками.

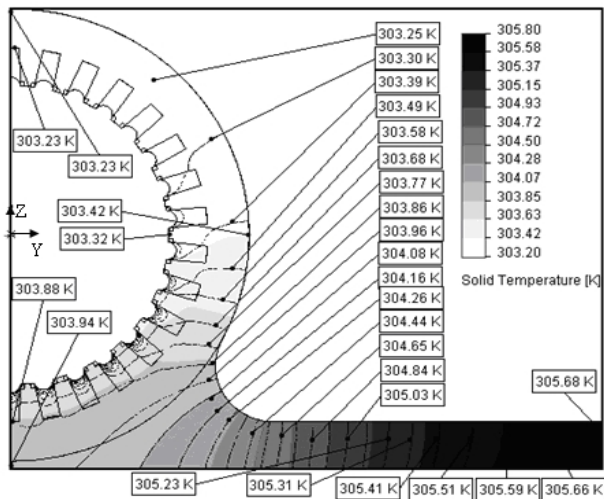


Рис. 7. Розподіл температури в поперечному перерізі корпусу теплової труби

### 6. Порівняння розрахункових даних з експериментальними

Порівняння одновимірного, двовимірного моделювань та експериментальних даних у вигляді різниці температур стінки корпусу і температури пари  $\Delta T(\varphi) = T(\varphi) - T_v$  в залежності від кута  $\varphi$  узагальнено на рис. 8. При розрахунках одновимірної моделі приймалися  $T_v = 303,2 \text{ K}$ ,  $q_r = 39670 \text{ Вт/м}^2$  ( $Q = 90 \text{ Вт}$ ), коефіцієнт тепловіддачі вважався постійним по зоні нагріву і вибирався за експериментальними даними –  $\alpha_{ev} = 22200 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$ .

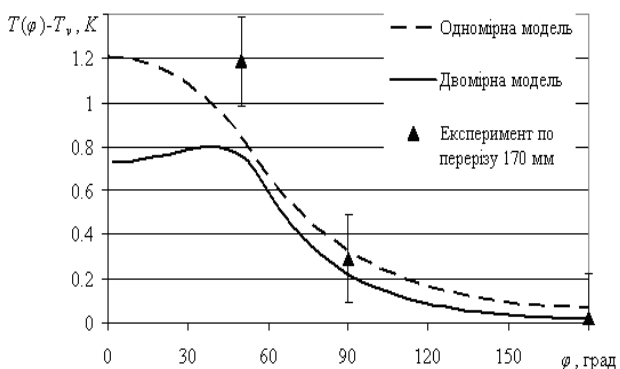


Рис. 8. Порівняльний графік двох моделей і експерименту – різниця температур корпусу теплової труби по куту і температури пари при  $q = 9230 \text{ Вт/м}^2$ ,  $T_v = 303,2 \text{ K}$ ,  $\alpha_{ev} = 22200 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$ ,  $q_r = 39670 \text{ Вт/м}^2$

Обидві моделі в порівнянні з експериментальними даними в точках кріплення термопар на корпусі теплової труби мають розбіжність в значеннях до 30%. При цьому відмінність експериментальних даних від розрахункових найбільша в точці при  $\varphi = 50^\circ$  зумовле-

на тим, що термопара розташована не на циліндричній поверхні корпусу, а на основі фланця, де товщина суттєво більша. Крива температури на умовній циліндричній поверхні труби при двовимірному моделюванні в області  $\varphi = (0...50)^\circ$  має нерівномірний розподіл внаслідок різної товщини умовно виділеного фланця і перетоків теплового потоку через основу фланця, але якісно відповідає профілю температури, наведеному в роботі [13].

### 7. Висновки

Інтегрування ТТ у СЗТР викликає появу нерівномірних по периметру граничних умов підводу та відводу теплоти, що збільшує термічний опір теплової труби. Для аналізу впливу кусково-постійних по периметру граничних умов другого та третього роду при постійних теплофізичних властивостях матеріалу корпусу ТТ запропоновано одновимірні аналітичні залежності температури корпусу теплової труби в зонах нагріву і конденсації від кутової координати  $\varphi$ , на основі яких отримано термічний опір зони нагріву та зони конденсації. Для ТТ з аксіальними канавками, у яких відбувається дискретний по кутовій координаті теплообмін між стінкою корпусу та паром, запропоновано методику чисельного двовимірного моделювання температурного поля у поперечному перерізі в середовищі програмного пакету SolidWorks Flow Simulation.

Порівняння результатів моделювань з експериментальними даними свідчить про якісне відображення реального процесу за допомогою одновимірного моделювання і їх кількісну збіжність при двовимірному моделюванні. Відхилення значень експериментальних значень температури корпусу для обох моделей становить не більше 30%. Значення кута змочування «корпус – рідина» суттєво впливає на інтенсивність теплообміну в канавках. Подальша розробка моделі теплообміну у поперечному перерізі ТТ включає використання більш реальної форми рідинного меніска, отриманого з рішення гідродинамічної задачі руху рідини.

### Література

1. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов [Текст] / В. Г. Воронин, А. В. Ревякин, В. Я. Сасин и др. ; под ред. Г. И. Воронина. – М.: Машиностроение, 1976. – 200 с.
2. Батуркін В. М. Системи забезпечення теплового режиму на основі теплових труб для наукового космічного приладобудування [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.14.06 / В. М. Батуркін. – К., 2011. – 37 с.
3. Romestant C. Al/NH<sub>3</sub> heat pipe model with non uniform heat flux / C. Romestant, A. Alexandre // 10-th Int. Heat Pipe Conf., 21–25 September, 1997: Preprints of Session H2 (Heat Pipe / Thermosyphon performance). – Stuttgart, Germany, 1997. – Report No. H2-1. – 5 p.
4. Alexandre A. Application of inverse thermal analysis to heat pipes phenomena / A. Alexandre, M. Girault, C. Hao,

- C. Romestant // 13-th Int. Heat Pipe Conf., September, 2004, Shanghai: proc. of conf. – Beijing: China Astronautic Publishing House, 2005. – p. 126–131.
5. Смирнов Г. Ф. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах [Текст] / Г. Ф. Смирнов, А. Д. Цой. – М.: Издательство МЭИ, 1999. – 440 с. Колоусова А. А. Теплоперенос в тепловой трубе при неоднородном теплообмене на внешнем контуре [Текст] / А. А. Колоусова, Г. В. Кузнецов // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т. 26, № 4. – С. 23–27.
  6. Lura F. Heat Pipe Application for Thermal Stable Bench Arrangement in Small Satellite Design / F. Lura, B. Biering, V. Baturkin, S. Zhuk D. Olefirenko, M. Parfentiev // 30th International Conference on Environmental Systems, 10 – 13 July 2000, Toulouse, France: proc. of conf. – Report 2000-01-2460, 10 p.
  7. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
  8. Батуркин В. М. Исследование теплопередающих характеристик аксиальных тепловых труб при неравномерных граничных условиях [Электронный ресурс] / В. М. Батуркин, Д. Н. Олефиренко, Т. Р. Зинченко // Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики: 6 научная международная школа-конференция, 22-28 сентября 2008, Алущта, Украина: материалы докладов. – 10 с.– 1 электрон. опт. диск (CR-ROM); 12 см. – Сист. требования: Pentium; 32 Mb RAM; Windows 2003/NT/XP. – Название с титул. экрана.
  9. Baturkin V. Investigation of transient characteristics of ammonia aluminum grooved heat pipes in qualification tests / V. Baturkin, S. Zhuk, D. Oliferenko // Second International workshop “Non-compression refrigeration and cooling”, 3–7 October, 2001, Odessa: proceedings. – Одеса: Астропринт, 2001. – Р. 4–11.
  10. Новицкий Л. А. Теплофизические свойства материалов при низких температурах [Текст] : справочник / Л. А. Новицкий, И. Г. Кожевников. – М.: Машиностроение. – 1975. – 216с.
  11. Богданов С. Н., Холодильная техника. Свойства веществ [Текст] : справочник / С. Н. Богданов, О. П. Иванов, А. В. Куприянова. Л.: Машиностроение – 1976. – 168 с.
  12. Brennan P. Heat pipe Design Handbook / P. Brennan, E. Krolczek // B & K Engineering, Inc., Contract No. NAS5–23406, June 1979. – 370 p.

*З урахуванням особливостей конструкції дискового асинхронного двигуна з вільним кільцевим ротором отримано аналітичні вирази для розрахунку його механічної характеристики. Розкрито нові можливості машин з кільцевими робочими органами без механічних опор*

*Ключові слова: електродвигун, механічна характеристика, кільцевий ротор*

*С учетом особенностей конструкции дискового асинхронного двигателя со свободным кольцевым ротором получены аналитические выражения для расчета его механической характеристики. Раскрыты новые возможности машин с кольцевыми рабочими органами без механических опор*

*Ключевые слова: электродвигатель, механическая характеристика, кольцевой ротор*

*Taking into account the features of construction of asynchronous motor with free annular rotor analytical formulas for the calculation of its mechanical characteristic have been obtained. New features of machines with annular working tools without mechanical support are revealed*

*Keywords: electric motor, mechanical characteristic, annular rotor*

УДК 621.313.333

## РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИСКОВОГО АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ СО СВОБОДНЫМ РОТОРОМ

**С.С. Ерошин**

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой\*

Контактный тел.: (0642) 41-44-97

E-mail: elmach@poisk.lg.ua

**С.А. Мирошник**

Старший преподаватель

\*Кафедра «Оборудование электронной промышленности»

Восточноукраинский национальный университет имени

Владимира Даля

кв. Молодёжный, 20-а, г. Луганск, Украина, 91034

Контактный тел.: 068-918-11-48

E-mail: SMiroshnik@mail.ru