

УДК 536.24

**В. М. Батуркін**

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

## **РОЗРОБКА НАУКОВО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОСНОВ СТВОРЕННЯ СУЧАСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ТЕПЛОВИХ ТРУБ ДЛЯ КОСМІЧНОЇ ГАЛУЗІ В РАМКАХ ПРОЕКТУ ІНТАС–КНЕС–НКАУ**

*Представлено огляд основних результатів міжнародного проекту № 06-100024-8916 в рамках співробітництва між Французьким центром з космічних досліджень (КНЕС), Міжнародною асоціацією сприяння співробітництву з науковцями нових незалежних держав — колишніх республік Радянського Союзу (ІНТАС) і Національним космічним агентством України (НКАУ) в галузі космічних систем терморегулювання. Головне питання проекту — це всебічне дослідження сучасних теплових труб з поздовжніми канавками.*

### **ВСТУП**

Широке застосування теплових труб (ТТ) в системах терморегулювання (СТР) космічної апаратури обумовлене автономністю їхнього функціонування, що не вимагає для цього витрат енергії і використання механічних поводів [2, 6, 13, 20, 22, 34, 37, 55, 56]. При досить невеликому перепаді температур між зонами підведення та відведення тепла в умовах зниженої гравітації теплові труби забезпечують передачу теплових потоків на рівні 100–600 Вт·м, що є альтернативою рідинних охолоджувальних контурів із використанням механічних насосів. При цьому ефективність теплообміну внутрішніх процесів в ТТ у діапазоні робочих температур від –60 до +80 °С, який є найбільш запитаним у космічній галузі, складає 2–40 кВт/(м<sup>2</sup>К), що забезпечує сумарний термічний опір теплових труб до 0.1 К/Вт. Особливо важливими для СТР космічної апаратури є конструкції ТТ, виготовлені із алюмінієвих сплавів (матеріал корпусу АД-31 за ГОСТ 4784-97 або схожий за складом сплав 6060 згідно із стандартом США AMS 4116, або сплав AlMgSi0.5-3.3206 за німецьким стандартом DIN1747) з поздовжніми канавками та аміаком як робочою рідиною. Перевагою цього типу ТТ, крім мінімальної маси (діапазон 0.1–

0.5 кг/м у залежності від діаметра та конструкції додаткових кріпильних деталей), полягає у можливості виготовлення за допомогою екструзії різноманітних конфігурацій поздовжніх канавок (прямокутних, трапецієподібних, омегаподібних та ін.), які є капілярною структурою ТТ. Окрім того, метод екструзії дає можливість виготовляти різноманітні форми перерізу ТТ, що дозволяє конструювати корпус ТТ із досить складною конфігурацією, адаптованою до вирішення конкретного технічного завдання. Типові профілі ТТ із алюмінієвого сплаву наведені на рис. 1.

Такі якості ТТ, а також малий термічний опір сприяли широкому застосуванню ТТ як в СТР окремих приладів, так і для конструювання теплових мереж значної протяжності (до 6 м з діаметром одиначної теплової труби 0.012–0.016 м) для забезпечення теплового режиму космічного апарата або вузла.

За рівнем інтеграції ТТ в апаратуру космічного апарата системи охолодження і терморегулювання умовно поділяються на такі групи (рис. 2): а) теплові труби, що використовуються для забезпечення теплового режиму елемента приладу або частини приладу. Теплові труби мають обмежений за розмірами поверхні тепловий інтерфейс з тепловіділяючим елементом або з частиною приладу. Тепловий режим всього приладу

забезпечується іншими системами теплового контролю; б) теплові труби, що служать для забезпечення теплового режиму одиничного блока апаратури. Теплові труби мають обмежений за розмірами поверхні тепловий інтерфейс із блоком. СТР забезпечують тепловий режим блока в цілому; в) теплові труби, що є частиною конструкції електронного приладу або електронної плати і використовуються для монтажу електронного устаткування. СТР на основі ТТ забезпечують тепловий режим блока; г) теплові труби, що створюють ізотермічну поверхню (посадкове місце) для установки приладів і устаткування. Тепловий режим приладу забезпечується

або додатковою системою теплового контролю або системою на основі теплових труб; д) теплові труби, що утворюють теплову мережу для обміну тепловою енергією між частинами об'єкта або блоками. Тепловий режим приладів забезпечується або спільною роботою системи теплового контролю кожного приладу або централізованою системою на основі теплових труб; е) теплові труби, що утворюють ізотермічний корпус (оболонку, поверхню), в якому перебуває прилад. Тепловий режим приладу забезпечується системою на основі теплових труб.

Кожний із варіантів інтегрування ТТ має свої теплотехнічні та конструктивні особливості.

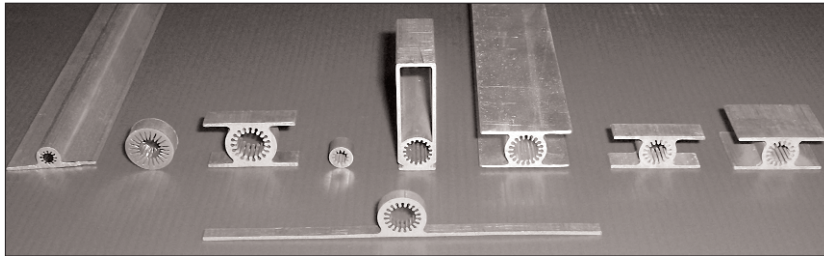


Рис. 1. Приклади конфігурацій профілів теплових труб з поздовжніми канавками для космічного устаткування [47]

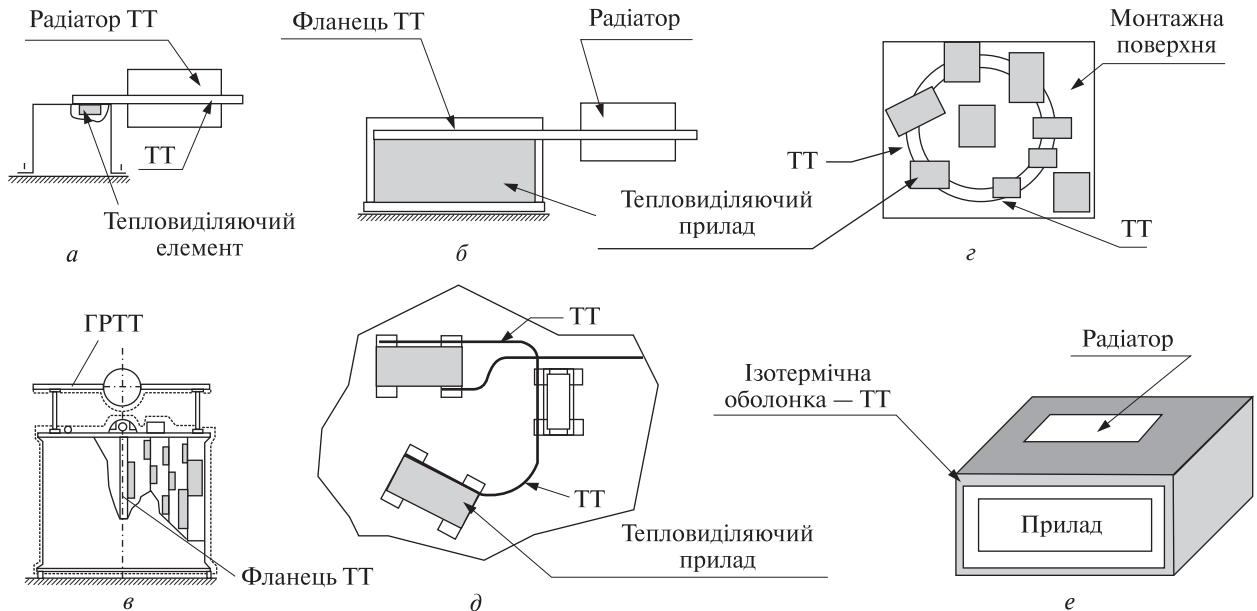


Рис. 2. Класифікація систем охолодження та терморегулювання за ступенем інтегрування теплових труб у конструкцію приладу. ГРТТ — ТТ змінного термічного опору

Постійний розвиток теорії та практики у конструюванні ТТ для транспортування теплової енергії (варіанти  $\varepsilon$  та  $\delta$  на рис. 2) спрямований на збільшення передачі теплового потоку у межах заданого геометричного розміру перерізу (типовий діаметр теплової труби 0.008—0.02 м), збільшення щільності теплового потоку, зниження термічного опору та підвищення ресурсу ТТ у космосі (типово понад 20000 год), що базується на поглибленому вивченні механізмів тепломасообміну. Роботи [2, 4, 6, 13, 20, 22, 24, 34, 36, 37, 45, 48, 50, 54, 55, 56, 59] висвітлюють прогрес, якого зазнали конструкції теплових труб з поздовжніми канавками за останні 30 років за величиною передавального теплового потоку, яка досягає 1400 Вт·м для ТТ з діаметром 0.025 м [36] та 150—250 Вт·м для найбільш прийняттого діаметра 0.012—0.014 м [24, 54, 59]. Постійний розвиток технології та розширення об'ємів впровадження у космічній галузі теплових труб з поздовжніми канавками (системи охолодження для телекомунікаційних геостационарних супутників, системи терморегулювання наукових приладів та обладнання космічного апарата) потребує вирішення питань тепломасообміну та зменшення термічного опору теплових труб. З метою подальшого вирішення цих питань та розвитку кооперації європейських розробників та дослідників теплових труб цього типу, ІНТАС (Міжнародна асоціація сприяння співробітництву з науковцями незалежних держав — колишніх республік Радянського Союзу) спільно з Французьким центром з космічних досліджень (КНЕС) та Національним космічним агентством України (НКАУ) був проведений конкурс науково-технічних проектів. Цей дворічний проект передбачав поглиблене вивчення процесів у теплових трубах для космічної галузі, на основі експериментального та теоретичного дослідження найновіших профілів теплових труб виробництва Thales Alenia Space (TAS) з Франції, Euro Heat Pipes S.A. (EHP) з Бельгії та НТУУ «КПІ» (Україна). В проекті також брали участь провідні науково-технічні заклади, які мають багаторічний досвід вивчення процесів у теплових трубах: Інститут тепломасообміну (ІТМО) Ака-

демії наук Республіки Білорусь у м. Мінськ, лабораторія теплових проблем у Національному дослідному центрі Франції у м. Футуроскоп (LET CNRS) та лабораторія теплових труб (НТУУ «КПІ») у м. Києві.

### **СТАН СУЧАСНИХ УЯВЛЕНЬ ПРО ТЕПЛОМАСООБМІН У ТЕПЛОВИХ ТРУБАХ З ПОЗДОВЖНІМИ КАНАВКАМИ**

Аналіз сучасних літературних джерел показав, що зусилля дослідників сконцентровані на вирішенні таких проблем: а) розробка модельних уявлень для визначення теплопередавальної спроможності теплових труб з поздовжніми канавками прямокутної та омега-подібної форми [4, 9, 10, 20, 22, 34, 40, 44, 50, 51]; б) дослідження тепломасообміну у зоні підводу тепла [31, 33, 42, 43, 46, 52, 53, 58, 64]; дослідження тепломасообміну у зоні відводу тепла [23, 32, 53]; в) пошук шляхів підвищення теплового потоку як за допомогою профілювання каналу канавок [23, 26, 41, 59], так і зменшення термічного опору за рахунок нанесення додаткового пористого шару на поверхню канавок [25, 27] або інших засобів.

Аналіз моделей для розрахунку теплопередавання потоку у роботах [4, 10, 16, 20, 22, 34, 40, 44, 50, 51] показує, що вони базуються на рівняннях балансу тиску вздовж лінії руху теплоносія. Порівняння тиску, що створює капіляр канавки та втрати тиску при русі теплоносія вздовж канавки та у паровому каналі, гідростатичний напір, підгальмовуючий напір за рахунок взаємодії зустрічних рухів пари та рідини дає оцінку максимального теплового потоку, який транспортує кожна канавка. Аналіз восьми відомих моделей [4, 10, 16, 20, 22, 34, 40, 44] показав різні підходи до визначення ефективного радіуса канавок. Відношення максимального і мінімального значення втрат тиску за рахунок тертя рідини може досягати 2.1 при використанні різних методик визначення опору канавки рухові рідини. Втрати тиску за рахунок тертя пари теплоносія для ламінарного режиму руху визначаються усіма моделями однаково, але для турбулентного режиму, для якого використову-

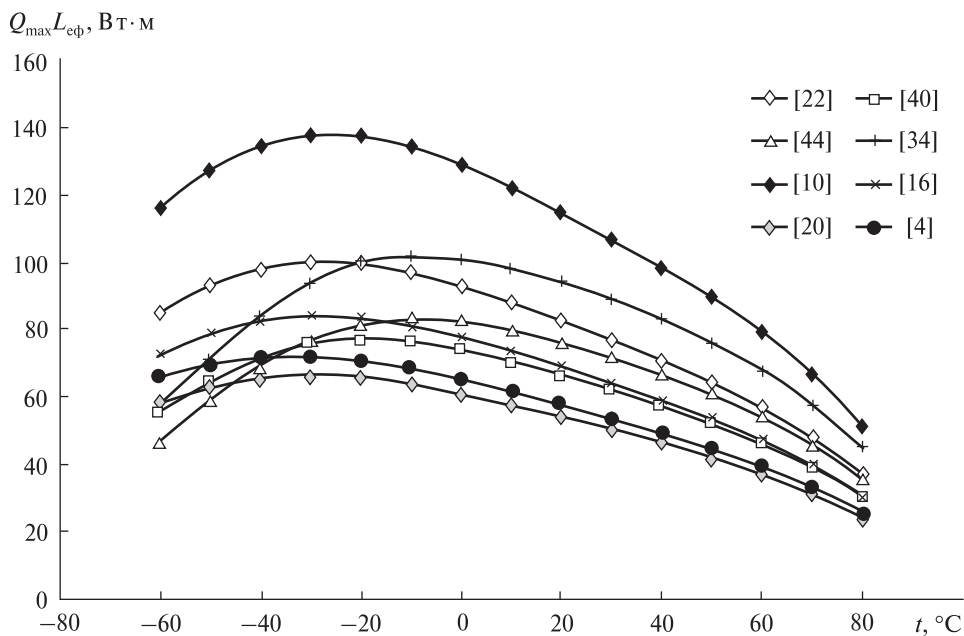
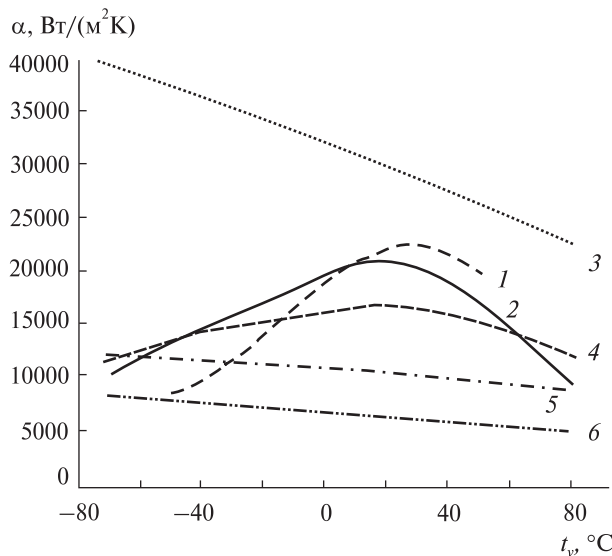


Рис. 3. Розрахунок максимального теплого потоку для ТТ конструкції [5, 29] з ефективною довжиною  $L_{\text{эф}} = 1 \text{ м}$  у діапазоні експлуатації від  $-60$  до  $+80^\circ\text{C}$

валились різні коефіцієнти тертя, має місце розбіжність до 20 %. Втрати тиску за рахунок взаємодії потоків пари та рідини визначаються як частина втрат тиску у парі або у рідині, і розбіжність у їхніх значеннях сягає 2.4. Найбільший внесок у сумарні втрати тиску при горизонтальній орієнтації теплових труб з поздовжніми канавками дають втрати тиску при русі рідини по канавці та взаємодії потоків рідини та пари. Остання величина є суттєвою при низьких температурах (від  $-60$  до  $-40^\circ\text{C}$ ). Таким чином, різні моделі розрахунку теплопередавальної спроможності теплових труб дають розбіжності, що приводить до різниці між максимальним та мінімальним значенням величини  $Q_{\max} L_{\text{эф}}$  до 2.5 разів (див. рис. 3). При використанні нових конфігурацій канавок ці розбіжності можуть ще збільшитися. Доробка фізичних моделей та їхня експериментальна перевірка є актуальною задачею теорії та практики теплових труб. Факторами, які вимагають вивчення, є вплив реальної геометрії капіляра на втрати тиску, вплив розмірів калюжі теплоносія, вибір характерного розміру канавки, що забезпечує капілярний напір

для руху теплоносія, та питання гідравлічного зв'язку канавок теплової труби.

Сучасні моделі для розрахунку коефіцієнта теплообміну у зонах нагріву та конденсації базуються на знаходженні профілю плівки рідини. У роботі [51] зроблено висновок, що зона мікроплівки у меніску рідини має довжину лише декілька мікрон, але у цьому місці до парового простору передається до 40 % енергії. Щільність теплого потоку у цій зоні досягає  $5 \text{ МВт}/\text{м}^2$ . Всі розрахунки зроблено для прямокутних та омегаподібних канавок. Сучасні моделі поки що дають ненадійні значення цих коефіцієнтів, які можна було б використовувати на практиці. Тому подальша розробка моделей та зіставлення з адекватним експериментом є актуальним питанням. Експериментальні дані показують суттєві відмінності для канавок навіть дуже близьких конфігурацій. Це пов'язано із відсутністю єдиної методики проведення експериментів та обробки результатів. Порівняння експериментальних значень коефіцієнта теплообміну  $\alpha$  у зоні теплопідводу, отриманого у широкому діапазоні тестувань для космічного використання



**Рис. 4.** Значення коефіцієнтів теплообміну  $\alpha$  у зоні нагрівання канавкової теплової труби, отримані на основі експериментальних даних (криві 1 [30], 2 [49]) та моделювання (криві 3–6 [47, 52]). Дані НТУУ «КПІ» (крива 1) віднесені до діаметра парового каналу і довжини зони теплопідводу

від  $-60$  до  $+80$  °С, показує, що одна з найбільш відпрацьованих моделей теплообміну у мікроплівках канавок [57] (крива 3) дає суттєві розбіжності із іншими даними (рис. 4).

Коефіцієнти теплообміну у зоні конденсації канавкових теплових труб теж мають розбіжності у кілька разів. У роботі [53] на основі розробленої моделі теплообміну також запропоновані технологічні прийоми, які повинні підвищити інтенсивність теплообміну у цій зоні за рахунок зменшення товщини рідинної плівки на верхівках міжканальних перетинків.

#### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ТА ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ КАНАЛІВ КАНАВОК СУЧАСНИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ

Втрати тиску при русі теплоносія по канавках теплової труби є найвагомішою складовою серед усіх компонентів балансу тиску, і тому вивчення цих втрат є актуальним питанням теорії та практики використання канавкових тепло-

вих труб. У проєкті були поставлені задачі експериментально визначити гідравлічний опір канавок кожного типу, які застосовуються провідними розробниками ТТ у Європі, та перевірити модельні уявлення про розрахунки гідравлічного опору, що використовуються на практиці, а також провести порівняння експериментальних даних із результатами чисельного моделювання.

Найпопулярніша одновимірною модель стабілізованого руху рідини в каналі довільного профілю побудована на рівнянні Гагена — Пуазейля з використанням поняття гідравлічного діаметра каналу  $d_h$ . Так, згідно з інструкцією до програми ESATAN/FHTS (розробник Alstom Aerospace, Велика Британія), якою користується європейська наукова спільнота для розрахунків космічних систем охолодження [38], втрати тиску  $\Delta P$  на подолання сил тертя при русі нестискуваної рідини в каналах довільної конфігурації розраховуються за формулою

$$\Delta P_l = f_l \frac{l}{d_h} \rho_l \frac{w^2}{2}; \quad d_h = \frac{4A}{\Pi}, \quad (1)$$

де  $w$ ,  $\rho_l$ ,  $d_h$ ,  $l$ ,  $A$ ,  $\Pi$  — середня швидкість, густина рідини, гідравлічний діаметр каналу, його довжина, поперечний переріз і периметр відповідно,  $f_l$  — коефіцієнт опору тертя. Для ламінарного режиму течії рідини

$$f_l = k / \text{Re}_l, \quad (2)$$

$$\text{Re} = \frac{G d_h}{A \mu_l} = \frac{d_h \bar{w}}{\nu_l}, \quad \bar{w} = \frac{G}{A \rho_l} = \frac{Q}{A r \rho_l},$$

де  $k$  — коефіцієнт форми каналу, в даній методиці  $k = 64$  для круглої труби,  $G$  — масова витрата,  $\mu_p$ ,  $\nu_l$  — динамічний і кінематичний коефіцієнти в'язкості,  $r$  — прихована теплота пароутворення рідини,  $Q$  — тепловий потік. Але відомо, що для каналів некруглого перерізу коефіцієнт  $k$  може значно відрізнятись від значення 64 [18]. Аналітичне визначення коефіцієнта  $k$  для каналів різних форм було зроблено в проєкті на основі одно- [38], дво- [28, 60] і тривимірних [1] моделей каналів та експериментально.

Двовимірною модель стабілізованого руху рідини в каналі канавки довільного профілю базу-

ється на розв'язанні рівняння Нав'є—Стокса для швидкості  $w(x, y)$  уздовж однієї осі руху  $z$ :

$$\mu_l \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu_l \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (3)$$

Граничні умови для цього рівняння такі:  $w = 0$  на поверхні контакту рідини та стінки канавки. Умови дотичного напруження для міжфазної поверхні рідина — пара при довільному режимі течії пари теплоносія мають вигляд  $\mu_l \frac{\partial w}{\partial n} = -f_v \cdot \rho_v \cdot \bar{w}_v^2 / 8$ , де  $f_v$ ,  $\rho_v$ ,  $\bar{w}_v$  — коефіцієнт опору тертя пари, густина пари та середня швидкість пари,  $n$  — напрямок нормалі до поверхні рідини — пара.

При чисельному розв'язанні рівняння (3) використовувалися програми HEAT-90 розробки НТУУ «КПІ» [30] і TAS (Harvard Thermal, США) [60].

Тривимірний модель стабілізованого руху рідини у канавці довільного профілю базується на повномасштабному вирішенні рівняння Нав'є — Стокса для трьох складових швидкості  $w(x, y, z)$  по всіх осях із врахуванням зони початкової гідродинамічної стабілізації. Детальний опис спрощень приведено у роботі [1].

При моделюванні геометрії каналів і корпусу ТТ базувалися на припущенні про ідеальні форми перерізу канавок, які бралися із креслень виробників профілів ТТ. Проте проведені нами вимірювання реальних виробів виявили деякі відхилення від заявлених розмірів і форми профілю перерізу, що, вочевидь, є наслідком особливостей процесу екструзії. Відхилення у формі і розмірах перерізу капілярних каналів приводить до невизначеності вихідних даних у розрахункових моделях і, отже, до необхідності експериментального визначення гідравлічних характеристик капілярної структури.

При моделюванні руху рідини в канавці її контакт із паровим об'ємом замінювався на контакт із твердою стінкою, що дещо відрізняється від реальних умов течії в ТТ, але відповідає умовам проведення експериментальних досліджень.

Для виконання експериментальної частини цього завдання розроблено стенд для прове-

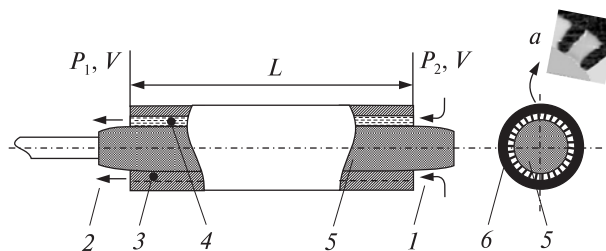


Рис. 5. Схема експерименту для вимірювання гідравлічного опору канавок теплових труб: 1 — вхід рідини, 2 — вихід рідини, 3 — перетинка між канавками, 4 — канавка, 5 — витискне тіло, 6 — корпус теплової труби; а — збільшений вигляд контакту верхівок канавок та витискного тіла

дення вимірювань витрат рідини  $V$  при її русі по канавках досліджуваного профілю ТТ та перепаді тиску  $\Delta P$ . Схема цього експерименту має наступний вигляд. По канавкам зразка оболонки корпусу теплової труби пропускається потік рідини з об'ємною витратою  $V$  та фіксується втрата тиску  $P_2 - P_1$  (рис. 5). Змінюючи значення перепаду тиску  $\Delta P$ , отримують залежність  $V = f(\Delta P)$ . Для проведення експерименту стенд має систему підготовки та подачі рідини, систему вимірювання перепаду тиску та систему вимірювання температури. Технічні особливості виконання робочої ділянки пов'язані із необхідністю примусити рідину рухатися тільки по каналах канавок. Це досягається за допомогою витискного тіла, яке має механічний контакт із верхівками перетинок між канавками. Оскільки корпус ТТ та канали мають геометричні допуски, витискне тіло повинно бути гнучким та заповнювати щілини по довжині зразка ТТ.

Також важливо було виключити вплив всіх паразитних гідравлічних опорів, які можуть виникнути в експериментальній установці (при підводі і відводі рідини, втрати тиску на тертя у циркуляційному контурі і нестабільність температури). Загальний вигляд досліджуваних профілів ТТ приведено на рис. 6. Ці профілі є типовими для використання у теплових трубах: прямокутні (КПІ BIRD), трапецієподібні (Thales Alenia Space),  $\Omega$ -подібні (КПІ КРА та Euro Heat Pipes).





	Труба № 1 — зразок «КПІ BIRD»		Труба № 3 — зразок «КПІ КРА»
	Труба № 2 — зразок «Thales Alenia Space»		Труба № 4 — зразок «Euro Heat Pipes»

Рис. 6. Загальний вигляд досліджуваних профілів теплових труб

Експерименти проводилися у діапазоні перепадів тиску 1000—2400 Н/м<sup>2</sup> та витрати рідини 10<sup>-6</sup> — 10<sup>-5</sup> м<sup>3</sup>/с (використовувалася дистильована вода) у діапазоні температур 20—28 °С. Ці умови забезпечували режим ламінарної течії рідини у канавці (критерій  $Re < 680$ ).

Розрахунки коефіцієнта  $k$ , отримані на основі експериментальних даних, а також розрахунки витрати рідини при даному перепаді тиску дають можливість визначити значення цього коефіцієнта для всіх досліджуваних профілів. Узагальнення розрахункових та експериментальних даних приведено на рис. 7.

Видно, що дво- та тривимірні моделі відображають реальний закон зміни коефіцієнта  $k$  залежно від конфігурації перетину канавки. Одно-вимірні моделі [38] повинні враховувати реальне значення коефіцієнта  $k$  при визначенні втрат тиску у рівнянні (2). Для цього цей коефіцієнт обчислюється на основі 2(3)-вимірної моделювання або експериментально. У наших тестуваннях експериментальні дані відрізняються від модельних для 4 типових видів канавок на 4—30 %.

#### РОЗРОБКА БАЗИ ДАНИХ ПРО ТЕПЛОФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ АМІАКУ

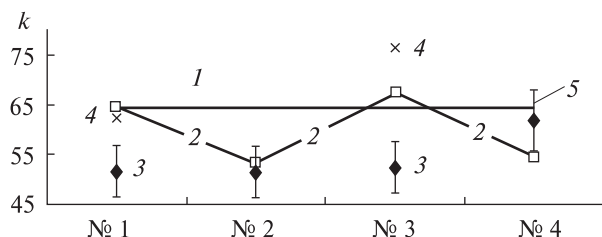
Аміак найчастіше використовують як теплоносій у космічних теплових трубах. Його теплофізичні властивості неоднократно вивчалися [3, 7, 8, 11, 12, 14, 15, 18, 19, 22, 39, <http://webbok.nist.gov/chemistry/fluid/>], але вибір найдостовірніших даних для подальшого використання вимагає їхнього порівняння та відсіву помилкових даних. Також суттєвим є те, що більшість вихідних даних представлено у табличній формі, а для використання у розрахунках найзручнішими є аналітичні залежності (див. [39]). Метою даного

розділу проекту було порівняння експериментальних даних про властивості аміаку, перевірка апроксимаційних формул, наведених у роботі [39] та побудова нових апроксимаційних залежностей. Аналізувались теплофізичні властивості аміаку: тиск, густина рідини та пари на лінії насичення, ентальпія рідкого та пароподібного аміаку, прихована теплота пароутворення  $r$ , питома масова теплоємність, динамічна і кінематична в'язкість  $\nu$ , теплопровідність, число Прандтля рідкої та парової фази, коефіцієнт поверхневого натягу  $\sigma$  та коефіцієнт об'ємного розширення. Досліджувався температурний діапазон 200—380 К, парова та рідинна фази перебували на лінії насичення. Аналіз робіт [3, 7, 8, 11, 12, 14, 15, 18, 19, 22, 39, <http://webbok.nist.gov/chemistry/fluid/>] показав серйозні розбіжності. Так, наприклад, значення кінематичної в'язкості рідини (рис. 8) відрізняються на 50 %, і достовірними слід вважати дані [12, 18, <http://webbok.nist.gov/chemistry/fluid/>], а дані [22] — недостовірними. Значення параметра  $N = \sigma r / \nu$  (Вт/м<sup>2</sup>), що характеризує можливості транспорту тепла за допомогою теплових труб, суттєво відрізняються за даними [7, 8, 10, 18, 34, 39, <http://webbok.nist.gov/chemistry/fluid/>], і тому вимагають ретельної перевірки (рис. 9).

Було встановлено, що жодне із відібраних літературних джерел не дає надійної інформації про всі необхідні теплофізичні властивості, і базу даних потрібно будувати, комбінуючи дані із різних джерел. Вони і лягли в основу апроксимаційних залежностей вигляду

$$A = B + C \cdot T_2 + D \cdot (S - T_2)^n + E \cdot (S - T_2)^k + \dots + F(S - T_2)^m, \quad (4)$$

де  $A$  — значення теплофізичної властивості для рідини або пари;  $B, C, D, E, F, S$  — константи рівняння, які підбираються за допомогою мето-



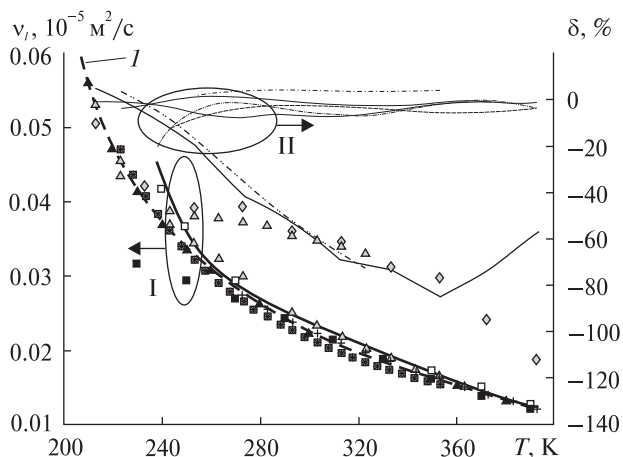
**Рис. 7.** Значення коефіцієнта  $k$  для труб №№ 1–4: 1 — розрахунки за одновимірною моделлю, 2 — розрахунки за дво- та тривимірними моделями, 3 — експериментальні значення, 4 — значення по [18] для прямокутних каналів при відношенні сторін 2:1 (профіль № 1) та 5:1 (для профілю № 2 маємо 3.5:1), 5 — похибка експерименту, пов'язана з коливанням температури

ду найменших квадратів;  $n, k, \dots, m$  — коефіцієнти полінома;  $T_2$  — безрозмірна температура на лінії насичення.

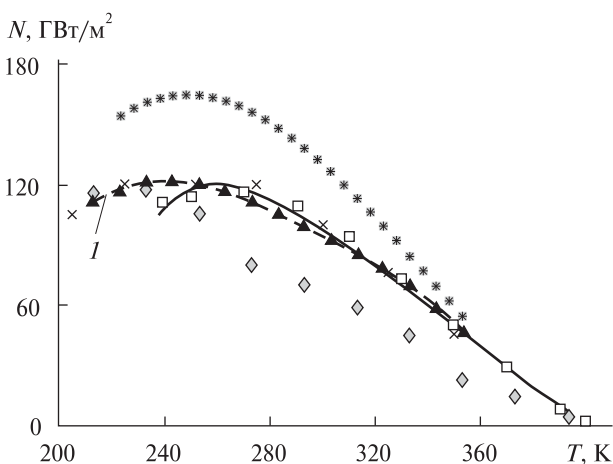
По цьому розділу проекту можна зробити такі висновки. Дані [10] про властивості аміаку на лінії насичення не рекомендується брати для використання. Більшість залежностей теплофізичних властивостей аміаку, отриманих у роботі [39], збігається із табличними даними [3, 7, 8, 11, 12, 14, 15, 18, 19, 22, 39, <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>]. Отримані залежності апроксимацій дозволяють знайти значення теплофізичних властивостей аміаку у досить широкому температурному діапазоні 200–380 К, і похибка визначення параметрів аміаку за допомогою розроблених апроксимаційних формул не перевищує 10 %, а для багатьох властивостей (тиск насичення, густина рідкої фази, тощо) — 5 %. Для подальшого практичного використання створено базу даних, розроблено апроксимаційні залежності. Розраховані помилки апроксимації були узагальнені у вигляді файлу формату \*.xls.

### РОЗРОБКА МОДЕЛІ МАСОПЕРЕНОСУ У КАНАВКОВІЙ ТЕПЛОВІЙ ТРУБІ

На основі аналізу моделей тепломасопереносу у тепловій трубі, проведеного вище, за вихідну було взято модель, запропоновану у роботах [34] та [29] з подальшою модифікацією, яка полягала у тому, що враховується вплив надлишку теплоносія на теплопередавальні характеристики теп-



**Рис. 8.** Значення кінематичної в'язкості  $\nu_i$  рідини (група I) за різними даними та відносна похибка апроксимації  $\delta$  (група II) відносно запропонованої апроксимації (крива I)



**Рис. 9.** Значення теплотранспортного параметра  $N$  для аміаку за різними даними; I — запропонована апроксимація

лової труби. У тому випадку, коли у трубі є надлишок теплоносія, під дією сил гравітації він накопичується у нижній частині ТТ, утворюючи так звану калюжу. Ця калюжа може перекривати одну або декілька нижніх канавок, за рахунок чого змінюються як умови теплообміну у паровому каналі, так і умови транспорту теплоносія по цих канавках. Були прийняті такі припущення: тепла труба працює у стаціонарному режимі, і температура пари і рідини у зонах нагріву,



транспорту і конденсації приймається постійною, режим руху рідини у канавках є ламінарним, а режим руху пари у каналі може бути ламінарним, турбулентним або перехідним. Втрати тиску за рахунок тертя зустрічних потоків пари та рідини розраховуються як частина втрат тиску у парі, густина теплового потоку у зонах нагріву і конденсації постійна по периметру та по довжині. Поверхня рідини у калюжі формується під дією тільки сил гравітації. Теплова труба займає або горизонтальне положення, або зона конденсації розташована нижче зони нагріву, а канавки є гідравлічно незалежними, крім тих, які перекриваються калюжею. Для кожної канавки використовується рівняння балансу тиску у вигляді

$$P_{cap} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_h + \Delta P_{l-v}, \quad (5)$$

де  $P_{cap}$  — капілярний тиск, створюваний капіляром канавки,  $\Delta P_l$  — втрати тиску за рахунок руху рідини у канавці,  $\Delta P_v$  — втрати тиску у парі за рахунок руху пари по паровому каналу,  $\Delta P_h$  — втрати тиску за рахунок дії сили тяжіння,  $\Delta P_{l-v}$  — втрати тиску за рахунок тертя рідини та пари при зустрічному русі.

Визначення перепадів тиску провадиться за допомогою наступних рівнянь. Втрати тиску у рідині визначаються із урахуванням того, що при наявності калюжі довжина фільтрації рідини по канавці зменшується. Канавка умовно поділяється на дві частини: перша — вільна від калюжі, друга — перекрита калюжею. Тоді втрати тиску у рідині для  $k$ -ї канавки на ділянці транспортування тепла визначатимуться за формулою

$$\Delta P_l = \frac{k\mu_l Q_k}{32r \frac{A_g^3}{\Pi_g^2} \rho_l} (l_{hp} - l_{p_k}) + \frac{2\mu_l Q_k}{r \left( \frac{A_g^3}{\Pi_g^2} + \frac{A_p^3}{n\Pi_p^2} \right) \rho_l} l_{p_k}, \quad (6)$$

де  $Q_k$  — тепловий потік, що передається  $k$ -ю канавкою;  $A_g$ ,  $\Pi_g$  — площа та периметр змочування канавки відповідно;  $A_p$ ,  $\Pi_p$  — площа та пери-

метр змочування калюжі теплоносія у середньому перерізі;  $n$  — кількість канавок, які знаходяться під калюжею;  $l_{p_k}$  — довжина, на яку калюжа перекриває  $k$ -ту канавку,  $l_{hp}$  — загальна довжина канавки.

При розрахунку втрати тиску у парі також враховується вплив калюжі. Внаслідок того, що калюжа перекриває частину перерізу для проходження пари, швидкість пари збільшується, внаслідок чого втрата тиску у парі також збільшується. При розрахунку використовується швидкість у середньому перерізі каналу над калюжею. Тоді для ділянки транспортування тепла

$$\Delta P_v = \frac{2Fa_v Q^2}{D_{hv} A_v^2 r^2 \rho_v} (l_{hp} - l_p) + \frac{2Fa_{vp} Q^2}{D_{hvp} (A_v - A_p)^2 r^2 \rho_v} l_p, \quad (7)$$

де  $Q$  — загальний тепловий потік, що передається ТТ;  $D_{hv}$  — гідравлічний діаметр парового каналу там, де калюжа відсутня;  $D_{hvp}$  — гідравлічний діаметр парового каналу там, де є калюжа теплоносія;  $A_v$  — площа парового каналу;  $Fa$  — параметр, що залежить від режиму руху пари у каналі, інерційна складова не враховується. Втрати тиску за рахунок дії сил тяжіння складають

$$\Delta P_h = \rho_l g Z_{mg} = f(h, \alpha), \quad (8)$$

де  $Z_{mg}$  — висота рівня меніска канавки відносно нульового рівня (за нульовий рівень у даному випадку приймається поверхня дзеркала калюжі теплоносія);  $\alpha$  — кут нахилу осі труби до горизонту. Для замикання рівнянь балансу втрат тиску додавалися рівняння для геометрії калюжі теплоносія. Визначення розмірів калюжі проводилося на основі балансу маси теплоносія, що міститься у ТТ та у канавках, у калюжі та у паровому просторі  $m_{NH_3} = m_{l,g} + m_{l,p} + m_v = \text{const}$ . Кожна із складових балансу маси є функцією геометричних параметрів ТТ, нахилу відносно сил гравітації та температури насичення (яка лежить у межах температурного діапазону експлуатації теплової труби). В залежності від комбінації цих параметрів можливі дві конфігурації калюжі — поперечний переріз у формі трапеції або прямо-

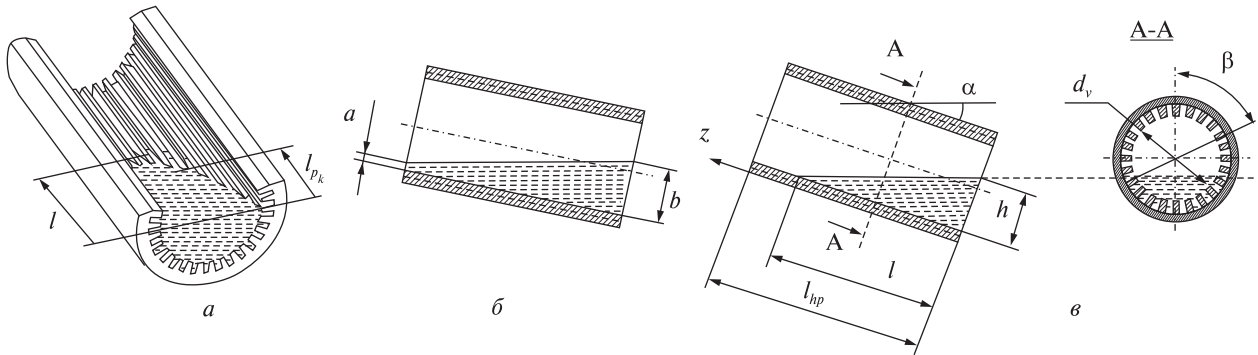


Рис. 10. Загальний вигляд калюжі теплоносія у ТТ (а) та можливі її форми у центральному поздовжньому перерізі ТТ: трапецієподібна (б) та трикутна (в)

кутника (при горизонтальній орієнтації (рис. 10, б)) та у вигляді трикутника (рис. 10, в).

Для цих варіантів форми калюжі були запропоновані аналітичні залежності, які дозволяють отримати значення геометричних параметрів калюжі. Наприклад, для трикутної конфігурації справедливі такі співвідношення для об'єму калюжі  $V_p$ , який визначається із балансу маси теплоносія:

$$V_p = \text{ctg}\alpha \cdot \frac{d_v^3}{8} \times \left[ \sqrt{1 - \left(\frac{d_v - 2h}{d_v}\right)^2} - \frac{d_v - 2h}{d_v} \cdot \arccos\left(\frac{d_v - 2h}{d_v}\right) - \frac{1}{3} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_v - 2 \cdot h}{d_v}\right)^2\right)^{\frac{3}{2}} \right], \quad (9)$$

де  $d_v$  — діаметр парового каналу,  $h$  — висота калюжі.

Розв'язання даного рівняння виконується відносно розміру  $h$  методом послідовних ітерацій, і далі вираховується довжина калюжі  $l$  ( $l = h \cdot \text{ctg}\alpha$ , де  $\alpha$  — кут нахилу ТТ до горизонту), кількість канавок, які перекриваються калюжею (канавки, які лежать усередині кута  $2\beta$ ) і довжина кожної канавки, яка блокована калюжею. Складніші аналітичні залежності отримано для інших варіантів конфігурації калюжі. Моделювання довжини та товщини калюжі для заповнення ТТ аміаком, які тестувалися у проєкті,

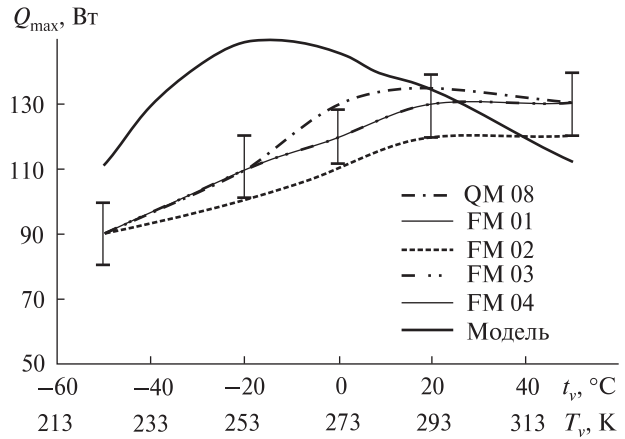


Рис. 11. Максимальний тепловий потік  $Q_{max}$  та похибки його визначення для теплових труб з прямокутними поздовжніми канавками (профіль КПІ «BIRD») у діапазоні температури експлуатації  $-50...+60$  °С

показує, що у випадку надлишку теплоносія калюжа має розміри, близькі до довжини ТТ, і її вплив враховувався при розрахунках теплової спроможності ТТ при тестуванні в умовах гравітації. Наприклад, для теплової труби довжиною 1 м, з омега-подібними канавками, заповненої аміаком для номінального рівня температур 20 °С, при стандартному тестуванні — вивченні впливу перевищення зони нагріву над зоною конденсації  $\Delta h$  у діапазоні 0—0.01 м у наземних умовах при температурі пари 70—80 °С, калюжа матиме глибину  $h = 0.002—0.004$  м та довжину 0.4—0.8 м. Вплив калюжі з таким розміром може суттєво збільшити значення отри-

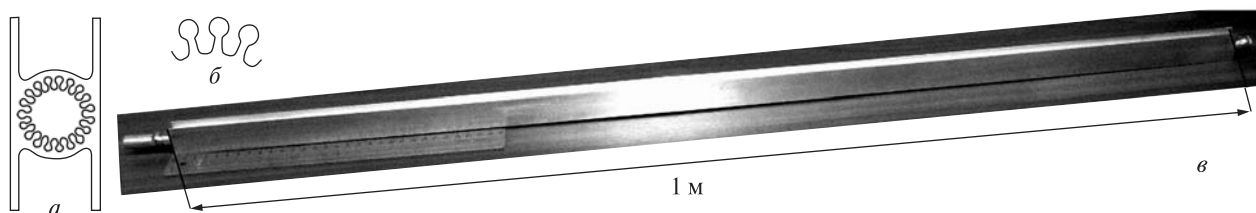


Рис. 12. Схема профілю АС-КРА 7.5-Р2 (а), вигляд  $\Omega$ -подібних канавок (б) та однієї з виготовлених теплових труб (в)

маного експериментально максимального теплового потоку.

Доопрацювання узагальненої моделі для розрахунку теплової спроможності теплових труб ще повинне продовжуватися. Аналіз і порівняння значного масиву експериментальних значень  $Q_{\max} \cdot L_{\text{еф}}$ , отриманих при наземному відпрацюванні ТТ розробки НТУУ «КПІ» для німецького супутника BIRD згідно з європейським стандартом ESA PSS-049 [5] та розробленої моделі показали, що обидві функціональні залежності мають різні значення температури пари, при яких досягається максимум теплової спроможності. У моделі спостерігається прив'язка максимуму величини  $Q_{\max} \cdot L_{\text{еф}}$  до максимуму параметра  $N$  для аміаку (рис. 9 та 11). Значення  $Q_{\max} \cdot L_{\text{еф}}$  можуть бути отримані з  $Q_{\max}$  при використанні значення  $L_{\text{еф}} = 0.65$  м.

Експериментальні дані дають положення максимуму на рівні 20–30 °С. Ця розбіжність показує значний вплив калюжі та розподілу теплових потоків, що підводяться до кожної канавки, на значення  $Q_{\max} \cdot L_{\text{еф}}$ , і тому механізми цього впливу ще повинні у подальшому вивчатися.

#### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВИХ ТРУБ З ПОРИСТИМ ПОКРИТТЯМ КАНАВОК ТА БЕЗ НЬОГО

Можливе підвищення ефективності теплових труб досягається за рахунок зменшення термічного опору. У проекті було поставлено задачу перевірити таку можливість для профілів ТТ європейських розробників теплових труб за допомогою нанесення пористого покриття у зоні теплообміну [61]. Одним із зразків для та-

кого дослідження було запропоновано профіль АС-КРА7.5–Р2 з омегоподібними канавками виготовлення НТУУ «КПІ» (рис. 12), який вже має кваліфікацію у космічних місіях [47]. На основі цього профілю було виготовлено зразки ТТ довжиною 1 м, і два зразки були покриті усередині ТТ пористим шаром на основі порошку алюмінію товщиною 50 та 100 мкм за технологією ІТМО [63].

Теплові труби без пористого шару та з пористим шаром були протестовані на стендах НТУУ «КПІ» та на стенді ІТМО АН Білорусі, де визначалися розподіл температур по довжині корпусу при підведеній тепловій потужності до 20–250 Вт, термічний опір та коефіцієнти теплообміну в зонах теплопідводу та тепловідводу, а також максимальна теплопередавальна спроможність.

В результаті експериментального дослідження встановлено, що дані НТУУ «КПІ» та інші незалежні дослідження профілю АС КРА 7.5-Р2 дають величину  $Q_{\max} L_{\text{еф}} \approx 220 \pm 10$  Вт·м для температур 20–50 °С. Нанесення пористого шару покриття зменшує термічний опір зони нагріву внаслідок інтенсифікації процесів теплообміну на 30–80 %. Величина  $Q_{\max} L_{\text{еф}}$  для ТТ цього профілю зменшується на 10–15 % через зменшення пропускного перерізу каналів канавок і зміну руху теплоносія у канавках. Подальша проробка технології нанесення і застосування пористого покриття, а також пошук інших шляхів дозволять забезпечити функціонування ТТ з мінімальним можливим температурним перепадом у зоні теплопідводу та тепловідводу теплових труб з поздовжніми канавками при зростаючих значеннях теплового потоку та щільності теплового потоку.

## ВИСНОВКИ

1. В період 2007–2008 рр. під час виконання міжнародного проекту, фінансованого ІНТАС та НКАУ, за участю всесвітньо відомих виробників теплових труб фірми Thales Alenia Space (Франція), Euro Heat Pipes S.A. (Бельгія) та НТУУ «КПІ» (Україна) та наукових колективів Інституту тепломасообміну (ІТМО) Академії наук Республіки Білорусь, Лабораторії теплових проблем Національного дослідного центру Франції (LET CNRS) та Лабораторії теплових труб НТУУ «КПІ» були отримані нові результати, які продовжують розвиток науково-технологічних основ створення сучасних конструкцій теплових труб з поздовжніми канавками для використання у космічній галузі. Були розглянуті питання теорії теплообміну у зонах підводу тепла канавкових ТТ, проаналізовані модельні уявлення про розрахунок максимальної теплової спроможності таких теплових труб, проведено експериментальне та теоретичне дослідження гідравлічних характеристик канавок ТТ європейських виробників теплових труб та експериментально підтверджена можливість підвищення інтенсивності теплообміну у зоні підводу тепла за рахунок нанесення пористого шару на поверхню канавок.

2. У виконанні проекту взяли участь наукові групи лабораторії теплових труб НТУУ «КПІ» під керівництвом кандидата технічних наук В. М. Батуркіна і кандидата технічних наук Б. М. Рассамакіна, викладачі кафедри АЕС та ІТФ, а також молоді вчені — магістранти НТУУ «КПІ» О. С. Горашенко, А. М. Наумова. За тематикою проекту опублікована одна наукова стаття, зроблено чотири доповіді на міжнародних наукових конференціях, опубліковано чотири тези доповідей. Матеріали, отримані учасниками проекту, обговорювалися на чотирьох робочих зустрічах співвиконавців проекту.

*Виконавці проекту — вчені НТУУ «КПІ» вдячні ІНТАС, КНЕС та НКА України за можливість плідної співпраці із провідними науковцями та виробниками космічного обладнання у Європі.*

1. Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Э. В. и др. SolidWorks — компьютерное моделирование в инженерной практике. — Санкт-Петербург: БХВ, 2005. — С. 170—173.
2. Андреанов В. В., Артамонов В. В., Атманов И. Т. и др. Автономные планетарные станции. — М.: Наука, 1973. — 280 с.
3. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селивестров В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. — М.: Машиностроение, 1989. — 366 с.
4. Баранцевич В. Л., Опрышко С. И., Шемятовская Р. А. Разработка и испытания низкотемпературных тепловых труб с продольными пазами // Тепловые трубы: теплообмен, гидродинамика, технология: Матер. межотраслевой конф. «Теплофизические исследования-1979». — Обнинск, 1980. — Ч. 2. — С. 82—89.
5. Батуркин В. М. Опыт применения европейского стандарта PSS-49 при разработке низкотемпературных тепловых труб для пассивной системы теплового контроля микроспутника BIRD // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. — 2007. — № 1 (67). — С. 52—58.
6. Белан Н. В., Безручко К. В., Елисеев В. Б., Романкевич А. В. Применение тепловых труб в бортовых энергосистемах летательных аппаратов. — Харьков: Харьковский авиационный ин-т, 1984. — 151 с.
7. Богданов С. Н., Иванов О. П., Курянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Агропромиздат, 1985. — 208 с.
8. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. — М.: Наука, 1972. — 720 с.
9. Васильев Л. Л., Гракович Л. П., Хрусталева Д. К. Тепловые трубы в системах с возобновляемыми источниками энергии. — Минск: Наука и техника, 1988. — 159 с.
10. Дан П., Рей Д. Тепловые трубы: Пер. с англ. — М.: Энергия, 1979. — 272 с.
11. Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В. Физические основы тепловых труб. — М.: Атомиздат, 1978. — 256 с.
12. Малков М. П., Данилов И. Б., Зельдович А. Г., Фрадков А. Б. Справочник по физико-техническим основам криогеники. — 3-е изд., перераб., доп. / Под ред. М. П. Малкова. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 432 с.
13. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов / Под ред. Г. И. Воронина. — М.: Машиностроение, 1976. — 200 с.
14. Перельштейн И. И., Парушин Е. Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ

- холодильных машин и тепловых насосов. — М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1984. — 232 с.
15. *Свердлов Г. З., Янвель Б. К.* Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Пищевая пром-сть, 1978. — 90 с.
  16. *Семена М. Г., Гершуни А. Н., Заринов В. К.* Тепловые трубы с металло-волоконными капиллярными структурами. — Киев: Вища шк., 1984. — 215 с.
  17. *Смирнов Г. Ф., Цой А. Д.* Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах. — М.: Изд-во МЭИ, 1999. — 439 с.
  18. *Справочник по теплообменникам: В 2 т. / Под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова; Пер. с англ. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — Т. 1. — С. 126—127.*
  19. *Уонг Х.* Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Справочник: Пер. с англ. — М.: Атомиздат, 1979. — 216 с.
  20. *Фаворский О. Н., Каданер Я. С.* Вопросы теплообмена в космосе: Учеб. пособие для вузов. — 2-е изд., доп. — М.: Высш. шк., 1972. — 280 с.
  21. *Хуфшиmidt В., Бурк Е., Кола Г. и др.* Влияние касательных напряжений, возникающих при движении пара, на ламинарный поток жидкости в капиллярах тепловых труб // Тепловые трубы / Под ред. Э. Э. Шпильрайна. — М.: Мир, 1972. — С. 203—243.
  22. *Чи С.* Тепловые трубы: теория и практика: Пер. с англ. В. Я. Сидорова. — М.: Машиностроение, 1981. — 207 с.
  23. *Barantsevich V., Goncharov K.* Aspects of Miniature Axial Groove Heat Pipes Development // Proc. VII Minsk International Seminar, Minsk, Belarus, September 8—11, 2008. — Minsk, 2008. — P. 110—114.
  24. *Barantsevich V., Goncharov K., Orlov A., Golovin O.* Investigation Results of Axial Grooved Heat Pipes with High Thermal Capacity // Proc. 31<sup>st</sup> International Conference on Environmental Systems, SAE, July 9—12, 2001, Orlando, USA. — Orlando, 2001. — 7 p. — (Report 2001-01-2236).
  25. *Barantsevich V. L., Opryshko S. I.* Studies of Heat Pipes with Combined Capillary Structure. // Preprint of International Conference on Heat Transfer in Energy Conservation, October 6—9, 1988, Shenyang, China. — Shenyang, 1988. — P. 247—250.
  26. *Barantsevich V. L., Ovchinnikov B. N.* The Heat Transfer Characteristics Improvement of the Axial Groove Heat Pipes // Preprint of 8<sup>th</sup> International Heat Pipes Conference, September 14—18, 1992, Beijing, China. — Beijing, 1992. — P. 17-1—17-5.
  27. *Barantsevich V. L., Veretennikov B. N., Opryshko S. I., et al.* Sintering of Silicon Doped Aluminum Fibers // Powder Metallurgy. — 1981. — N 221. — P. 27—29.
  28. *Baturkin V., Bondar L., Shcoda K.* Thermal Regimes Simulation of Ramified Heat Pipes Communication by Finite Element Method // Proc. 25<sup>th</sup> International Conference on Environmental Systems, July 10—13, 1995, San-Diego, California, USA. — San-Diego, 1995. — 5 p. — (SAE Technical Series N 951553).
  29. *Baturkin V., Olefirenko D.* Research on Axially Grooved Heat Pipe Heat Transfer Characteristics in Ground Tests // Proc. 31<sup>st</sup> International Conference on Environmental Systems, SAE, July 9—12, 2001, Orlando, USA. — Orlando, 2001. — 5 p. — (Report 2001-01-2237).
  30. *Baturkin V., Zhuk S., Olefirenko D., et al.* Thermal qualification tests of longitudinal ammonia heat pipes for using in thermal control systems of small satellites // Proc. IV Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators». September 4—7, 2000, Heat and Mass Transfer Institute, Minsk, Belarus. — Minsk, 2000. — P. 261—269.
  31. *Bertossi R., Bertin Y., Ayel V., et al.* Modelling of the Transfer in Micro-Region in Axially Grooved Heat Pipes // Proc. VII Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators», September 8—11, 2008, Heat and Mass Transfer Institute, Minsk, Belarus. — Minsk, 2008. — P. 44—51.
  32. *Borodkin A. A., Pustyakov Y. I., Portnov V. D., et al.* Mathematical Simulation of Liquid Condensation Process in Heat Pipes with Axial Grooves // Proc. 7<sup>th</sup> the International Heat Pipe Conference, May 21—25, 1990, Minsk. — Minsk, 1990. — 7 p.
  33. *Brandt C., Stephan P., Dubois M., et al.* Theoretical Investigation of Advanced Capillary Structures in Grooved Heat Pipe Evaporators for Space Applications // Proceedings of 30<sup>th</sup> International Conference on Environmental Systems. July 10—13, 2000, Toulouse, France. — Toulouse, 2000. — 7 p. — (SAE report 2000-01-2319).
  34. *Brennan P., Krolczek E.* Heat Pipe Design Handbook. B&K Engineering, Inc, USA, Contract NAS5-23406, 1979. — 370 p.
  35. *Dubois M., Van Oost S., Bekaert G., et al.* High Capacity Grooved Heat Pipes. // Proceedings of the 4<sup>th</sup> European Symposium on Space Environmental Control Systems, 1991, Florence, Italy. — Florence, 1991. — P. 575—581.
  36. *Dubois M., Van Oost S., Mullender B.* High Capacity Grooved Heat Pipe. // Proceedings of the 23<sup>d</sup> International Conference on Environmental Systems. SAE, July 12—15, 1993, Colorado Springs, USA. — Colorado Springs, 1993. — 6 p. — (SAE Technical Series 932303).
  37. *Dvirniy V. V., Testoedov N. A.* Development, Tryout and Manufacture of the Heat Pipes for the Communication,

- Navigation and Geodesic Satellites // Proc. VII Minsk International Seminar «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators», September 8–11, 2008, Heat and Mass Transfer Institute, Minsk, Belarus. — Minsk, 2008. — P. 94–103.
38. *ESATAN User Manual*. ALSTOM Power Technology Centre, Whetstone, Leicester, UK, UM-ESATAN-004, ESATAN 8.9, April 2003. — P. 4-13 — 4-33.
  39. *Furukawa M.* Practical Expressions for Thermodynamic and Transport Properties of Commonly Used Fluids // *J. Thermophys. and Heat Transfer*. — 1991. — **5**, N 4. — P. 524–531.
  40. *High Performance Grooved Heat Pipes*. Final Report HGP-RP-SA-022-92, S.A.B.C.A, Belgue, 1992. — 56 p.
  41. *Hoa C., Demolder B., Alexandre A.* Roadmap for Developing Heat Pipes for ALCATEL Space's Satellites // Proc. 12<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, May 19–24, 2002, Moscow, Russia. — Moscow, 2002. — Report C1. — P. 235–240.
  42. *Kobayashi Y., Ikeda S., Iwasa M.* Evaporative Heat Transfer at the Evaporative Section of a Grooved Heat Pipe // *J. Thermophys. and Heat Transfer*. — 1996. — **10**, N 1. — P. 83–89.
  43. *Ma H. B., Peterson G. P.* Temperature Variation and Heat Transfer in Triangular Grooves with an Evaporating Film // *J. Thermophys. and Heat Transfer*. — 1997. — **11**, N 1. — P. 90–97.
  44. *Nguyen T. M., Brennan P. J.* Development and Applications of the Groove Analysis Program (GAP) // Proc. 25<sup>th</sup> International Conference on Environmental Systems, SAE, July 10–13, 1995, San Diego, California, USA. — San Diego, 1995. — 12 p. — (SAE Technical Series 951554).
  45. *Pietsch C., Hauser J.* Development and testing of a high performance quadro-groove heat pipe // Proc. 21<sup>th</sup> International Conference on Environmental Systems, SAE, July 15–18, 1991, San Francisco, California. — San Francisco, 1991. — 6 p. — (SAE Paper Number Series 911481).
  46. *Potash M., Wayner P. C. Jr.* Evaporation from a Two-Dimensional Extended Meniscus // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. — 1972. — **25**. — P. 1851–1863.
  47. *Rassamakin B. M., Kharnasov S. M., Zaripov V. K., et al.* Aluminium Profiled Heat Pipes and Honeycomb Panels; Experiments and Simulation // Preprint of the 14<sup>th</sup> International Heat Pipes Conference, Section 12, April 22–27, 2007, Florianopolis, Brazil. — Florianopolis, 2007. — 7 p. — (CEP 88058-700).
  48. *Richter R. F. G., Brennan P. J., Rankin J. G.* Development of an Advanced Trapezoidal Axially Grooved (ATAG) Heat Pipe // Proc. 4<sup>th</sup> Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference. AIAA, 1986, paper N 86-1342. — 7 p.
  49. *Schlitt R.* Influence of Ammonia Fill Rates on the Performance of Axially Grooved Heat Pipes. ERNO Raumfahrttechnik GmbH, Germany, 1981. — 152 p. — (Technical report ANTD3 N 148/81).
  50. *Schlitt R.* Performance Characteristics of Recently Developed High Performance Heat Pipe. // Proc. 8<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, September 14–18, 1992, Beijing, China. — Beijing, 1992. — P. 1–8.
  51. *Schlitt R.* Performance Characteristics of High-Performance Heat Pipes // *Heat Transfer Engineering*. — 1995. — **16**, N 1. — P. 44–52.
  52. *Shekrikladze I. G.* Evaporation and Condensation on Capillary Surfaces, Achievements and Unsolved Problems // Proc. 10<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, September 21–25, 1997, Stuttgart, Germany. — Stuttgart, 1997. — 6 p.
  53. *Smirnov H. F., Goncharov K. A., Kochetkov A. Yu., et al.* Two-Phase Thermal Control Systems Investigations in Odessa State Academy of Refrigeration (OSAR) commonly with Lavochkin Association before 2000 and outside OSAR in the Next Years. // Proceedings of the VII Minsk International Seminar, Minsk, Belarus, September 8–11, 2008. — Minsk, 2008. — P. 161–177.
  54. *Smirnov-Vasiljev K. G., Dvirny V. V.* An Experimental Investigation on Long Aluminium Grooved Heat Pipe for HoneyComb Sandwich Plates Satellites and its Application in the Absorbition Fridge // Proc. 9<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, May 1–5, 1995, Albuquerque, USA. — Albuquerque, 1995. — Vol. 2. — P. 717–722. — (LA-UR-97-1500).
  55. *Spacecraft Thermal Control Design Data*. ESA Procedures Standards and Specifications PSS-03-108: In 9 vol. — European Space Agency, 1989. — Vol. 5. — 121 p.
  56. *Spacecraft Thermal Control Handbook: 2 ed.* — The Aerospace Press, El Segundo, California; American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc, Reston, Virginia, 2002. — Vol. 1. — P. 489–522.
  57. *Stephan P.* Microscale Heat and Mass Transfer Phenomena and their Influence on Macroscopic Evaporator Performance // Proc. 9<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, May 1–5, 1995, Albuquerque, USA. — Albuquerque, 1995. — Vol. 1. — P. 8–17. — (LA-UR-97-1500).
  58. *Stephan P. C., Busse C. A.* Analysis of the Heat Transfer Coefficient of Grooved Heat Pipe Evaporator Walls // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. — 1992. — **30**, N 2. — P. 383–391.
  59. *Tarasov G. V., Rassamakin B. M.* Creation and Application in Design of Space Satellites High-Effective

- Aluminium Heat Pipes // Proc. 4<sup>th</sup> Ukraine-Russia-China Symposium of Space Science and Technology. September 12–17, 1996, NKAU, Kyiv, Ukraine. — Kyiv, 1996. — P. 213–215.
60. *TAS* — Thermal Analysis System. User's manual. Harvard Thermal Inc., USA. Document HTTAS, 2003. — 413 p.
61. *Vasiliev L. L., Khrustalev D. K., Kulakov A. G.* High-Efficient Condenser with Porous Element // Proc. 21<sup>st</sup> Conference on Environmental Systems, July 15–18, 1991, San Francisco, California. — San Francisco, 1991, — 6 p. — (SAE Technical Paper Series N 911524).
62. *Vasiliev L., Lapotko D., Lukianova E., et al.* Two-Phase Heat Transfer Enhancement in Micro Channels and Heat Pipe Evaporators with Nano Porous Structures // Preprint of the 14<sup>th</sup> International Heat Pipes Conference, Section 5, April 22–27, 2007, Florianopolis, Brazil. — Florianopolis, 2007. — 6 p. — (CEP 88058-700).
63. *Vasiliev L., Zhuravlyov A., Shapovalov A., et al.* Vaporization Heat Transfer in Porous Wicks of Evaporators // *Archi. Thermodynamics*. — 2004. — **25**, N 3. — P. 47–59.
64. *Xu X., Carey V. P.* Film Evaporation from a Micro-Grooved Surface — An Approximate Heat Transfer Model and Its Comparison with Experimental Data // *J. Thermophys. and Heat Transfer*. — 1990. — **4**, N 4. — P. 512–520.

*Надійшла до редакції 20.02.09*

*V. M. Baturkin*

ELABORATION OF SCIENTIFIC-TECHNOLOGICAL FOUNDATIONS FOR UP-TO-DATE HEAT PIPE DESIGN FOR SPACE APPLICATION ON THE BASIS OF THE MATERIALS OF THE INTAS-CNES-NSAU PROJECT

We give a survey of basic results of the international project No 06-1000024-8916 in the framework of collaboration between the Centre National d'Etudes Spatiales (CNES), the International Association for promotion of cooperation with scientists from the New Independent States of the former Soviet Union (INTAS) and the National Space Agency of Ukraine (NSAU) in the field of space thermal control technology. In the project, the emphasis is on the detailed study of modern heat pipes with axial grooves.