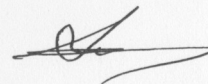


Автореферат
К71

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ



КОСОЙ БОРИС ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 536.2

**Науково-технічні основи
інтенсифікації теплообміну
у мікроструктурованих елементах
систем терморегулювання**

Спеціальність **05.14.06** – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Одеса – 2015

Дисертація є рукописом

Робота виконана в Одеській національній академії харчових технологій МОН України

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук,
професор кафедри теоретичної та
промислової теплотехніки Національного
технічного університету України «КПІ»
МОН України
Михайло Костянтинович Безродний

доктор технічних наук,
доцент, завідувач кафедри аерокосмічної
теплотехніки Національного аерокосмічного
університету ім. М.С. Жуковського «ХАІ»
МОН України

Григорович Гакал

доктор технічних наук,
професор кафедри прикладної
аеродинаміки Одеського
національного університету

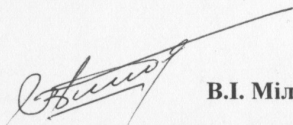
Іванченко

Захист дисертації відбудеться 14 березня 2015 р. в 14³⁰ годин в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.41.088.03 в Одеській національній академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65082.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Одеської національної академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65082.

Автореферат розісланий "04" лютого 2015 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д.41.088.03,
доктор технічних наук, професор



В.І. Мілованов

Автореферат
К71

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Мікроструктура різних матеріалів має велике значення для визначення оптимальних режимів ряду технологічних процесів, таких, як двофазне терморегулювання, охолодження фільтрацією однофазної рідини, здійснення хімічних реакцій в пористих каталізаторах.

Мікроструктуровані елементи, типовими представниками яких є мікротеплові трубки, капілярно-пористі гноти, мікроканалні теплообмінники-випарники, мікронасоси та ін., знаходять все більш широке застосування в системах забезпечення теплових режимів радіоелектроніки, приладобудування, хімічної промисловості, космічних апаратів та медичної техніки. При цьому, якщо на початковому етапі особлива увага приділялась розробці ефективних способів виготовлення таких мікропристроїв, то в даний час більше число досліджень спрямоване на розробку перспективних методів надійного прогнозування їх функціональності, транспортних та теплотехнічних характеристик, структурної цілісності та оптимальності процесів.

Зростання питомих тепловиділень при жорстких конструктивних та компоновальних обмеженнях для мініатюрних електронних пристроїв призвело до необхідності використання таких механізмів перенесення, які включають теплоти фазових переходів. Системи терморегулювання з двофазним теплоносієм мають значні переваги перед традиційними однофазними пристроями щодо споживання енергії, маси і габаритів.

Проте, незважаючи на значну кількість публікацій, присвячених вивченню різноманітних аспектів процесів перенесення імпульсу та енергії в мікроструктурах, застосування двофазних теплоносіїв, в т.ч. при використанні пасивної циркуляції, відноситься до малодосліджених задач.

Складність експериментального вивчення процесів теплообміну в мікроструктурах обумовлена особливостями фільтрації рідини і пари через мікроструктуру, інтенсивністю процесів фазового переходу, перенесенням теплоти за допомогою конвекційного, кондукційного та радіаційного механізмів, випаровуванням із перевернутого меніска, рухом нерівноважної парорідинної границі розділу фаз, впливом гравітаційних, інерційних, в'язкісних та капілярних сил. Це пояснює суперечливість результатів і неузгодженість моделей різних авторів та дозволяє вважати актуальною науково-технічною проблемою розробку ефективних систем терморегулювання на основі мікроструктурованих елементів. В свою чергу, використання отриманих результатів істотно розширить сферу застосування таких пристроїв, підвищить надійність та скоротить витрати на проєктування.

Представлена робота базується на дослідженнях М.К. Безродного, Л.Л. Васильєва, Ю.Ф. Майданіка, Л.С. Піоро, Г.Ф. Смірнова, М.Г. Семени та ін., які зробили істотний внесок у створення, формування та розвиток відповідного напрямку сучасної технічної теплофізики.

XV 757

ІНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
бібліотека

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Дисертаційна робота виконувалася з урахуванням основних положень «Європейської стратегії сталого, конкурентоспроможного та безпечної енергії» SEC (2006) 317; «Енергетичної політики Європи» SEC (2007) 12; Закону України «Про енергозбереження», затвердженого Постановою Верховної Ради України №74 / 94 01.07.1994 р.; «Основних положень енергетичної стратегії України на період до 2030 р.», прийнятих Кабінетом Міністрів України 15.03.2006 р.; Закону України від 05.09.2013 р. №439–VII «Про затвердження Державної цільової науково-технічної космічної програми України на 2013–2017 роки»; Постанови Кабінету Міністрів України № 243 від 01.03.2010 р. «Про погодження Державної цільової економічної програми енергоефективності і розвитку сфери виробництва енергоносіїв з відновлюваних джерел енергії та альтернативних видів палива на 2010–2015 роки» та відповідно до наукової тематики Одеської національної академії харчових технологій МОН України. Результати були отримані при виконанні науково-дослідних робіт (НДР) в рамках Програми науково-технічного співробітництва між Україною та Республікою Індія на 2007–2009 рр. за договором №М / 347–2008 (0108U009028) «Розробка енергетично ефективних теплообмінників для холодильної промисловості і кондиціонування повітря», а також госпдоговірної НДР за договором №05 / 15 «Експериментальне дослідження характеристик змієвикових випарних теплообмінників з тефлону як альтернативи існуючим технічним рішенням в мімічній технології». У вищезазначених НДР здобувач був науковим керівником.

Мета і завдання дослідження – обґрунтування і розвиток науково-технічних підходів до створення методів ефективного терморегулювання з використанням мікроструктурованих елементів на основі всебічних теоретичних та експериментальних даних з інтенсифікації процесів теплообміну, які забезпечують прийняття і реалізацію раціональних рішень.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі основні завдання:

- визначити перспективи використання теплообмінників з локальними і мережевими випарними мікроканалами в якості мікроструктурованих елементів систем терморегулювання;
- розробити можливі компоновальні рішення для теплообмінних апаратів на основі мережових випарних мікроканалів і встановити вплив схемних рішень на теплотехнічну ефективність і теплопродуктивність таких пристроїв;
- дослідити ефективність відведення та розподілу теплоти від об'єктів з високою густиною енергії за допомогою мережового розташування мікроканалів і оцінити вплив внутрішніх шорсткостей на температурні поля в мікроканалах різної геометрії;
- класифікувати можливі механізми організації двофазного терморегулювання і розробити аналітичні моделі, які дозволяють визначити вплив пористості мікроструктури на інтенсивність теплообміну;
- провести аналіз теплотехнічних характеристик фторопластових змієвикових випарних термосифонів і встановити фактори, які впливають на інтенсивність

теплообміну для мікроканальних випарників і сітчастих мікроструктур;

– визначити ступінь впливу присутності домішок масла на інтенсивність процесу тепловіддачі при кипінні розчинів ізобутану з компресорним маслом в умовах вільного об'єму, а також отримати залежності для коефіцієнтів теплообміну при кипінні всередині трубчастих поверхонь;

– розробити методику діагностики енергетичної ефективності теплотехнічних систем, яка дозволяє ідентифікувати раціональні режими роботи і встановити причини зниження працездатності окремих елементів і системи в цілому.

Об'єкт дослідження – мікроструктуровані елементи систем терморегулювання.

Предмет дослідження – методи, технології та інженерно-технічні рішення інтенсифікації процесів теплообміну в мікроструктурованих елементах систем терморегулювання.

Рішення сформульованих завдань здійснювалося з використанням таких **методів дослідження**: теоретичний опис і математичне моделювання реальних процесів перенесення імпульсу та енергії в мікроструктурах, лабораторні експерименти, порівняльний аналіз результатів комп'ютерного моделювання та експериментальних досліджень, методи теорії подібності для опису гідродинамічних та теплообмінних процесів в мікроструктурах; термоекономічний аналіз в системній діагностиці енергетичної ефективності.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Обґрунтовані та підтвержені перспективи використання теплообмінників з локальними і мережевими випарними мікроканалами в двофазних системах терморегулювання, запропоновані компоновальні рішення для теплообмінних апаратів на основі мережових випарних мікроканалів.
2. Вперше виконано теоретичне обґрунтування доцільності відведення та розподілу теплоти від об'єктів з високою густиною енергії за допомогою мережового розташування мікроканалів з одно – і двофазними робочими тілами.
3. Вперше реалізовані комплексні експериментальні дослідження впливу змочуваності та шорсткості мікроканальної поверхні на інтенсивність теплообміну при кипінні, а також встановлено характер впливу шорсткості поверхні на двовимірні та тривимірні температурні поля у мікроканалах різної геометрії.
4. Вдосконалено класифікацію механізмів двофазового терморегулювання на основі встановлення природи переважаючих русійних сил і подібності процесів перенесення імпульсу та енергії в мікроструктурах.
5. Вперше встановлена залежність між термодинамічними параметрами робочого тіла, яке взаємодіє з мікроструктурованим елементом, і пористістю мікроструктури, а також визначено зв'язок між теплотехнічними і фізико-хімічними характеристиками мікроструктур та інтенсивністю теплообміну.
6. Виявлено аналогію між впливом домішок масла на інтенсивність тепловіддачі при кипінні розчинів холодоагент–масло в умовах вільного об'єму та ефектом змочуваності поверхні для кипіння при вимушеному русі робочого тіла в мікроканалі.
7. Розроблено комп'ютерну моделюючу програму, що реалізує методику системної діагностики та дозволяє ідентифікувати внутрішньокомпонентні та структуровані

втрати ексергії, а також пов'язані з ними додаткові енерговитрати в окремих компонентах і для теплотехнічної системи в цілому.

За результатами проведених досліджень сформульовано два наукових положення:

1. У континуальному наближенні можливості інтенсифікації теплообміну у мікроструктурованих елементах визначаються співвідношенням безрозмірних комплексів, які враховують фізико-хімічні характеристики матеріалу мікроструктури, теплофізичні властивості робочих тіл та гідродинамічні особливості потоків; при цьому більш істотний вплив в'язкісної дисипації на інтенсивність теплообміну у мікроструктурах спостерігається при зниженні ефекту молекулярної дифузії. Дане твердження, засноване на всебічному аналізі експериментальних даних і аналітичних залежностей, об'єднує висновки більшості дослідників про застосовність співвідношень для макроменів до опису гідродинамічних та теплообмінних процесів у мікроструктурах і спростовує відомі підходи до класифікації мікроструктур тільки на основі їх геометричних характеристик.

2. Термодинамічні рушійні сили, що забезпечують повернення робочої рідини до мікроструктурованої зони випаровування, визначають ступінь надійності та теплопередавальну здатність двофазних систем терморегулювання з точки зору забезпечення можливості транспорту теплоти на задану відстань при мінімальному термічному опорі. Застосування цього положення, що базується на результатах експериментів і аналітичних залежностях, істотно спрощує раціональний вибір параметрів та процедуру проектування ефективних систем терморегулювання на основі мікроструктурованих елементів.

Обґрунтованість і достовірність результатів дослідження підтверджуються – використанням фундаментальних положень для розробки математичних моделей процесів перенесення імпульсу та енергії у мікроструктурованих елементах на основі сучасного апарату обчислювальної математики;

– чималим обсягом отриманих експериментальних даних, які відображають на фізичних моделях процеси теплообміну в умовах, близьких до практичних ситуацій.

Достовірність запропонованих методів розрахунку підтверджується отриманими здобувачем експериментальними даними та результатами досліджень інших авторів.

Наукова значимість роботи підкреслюється актуальністю і новизною проведених досліджень теплообмінних процесів у мікроструктурованих елементах, які розширюють і поглиблюють наукові уявлення про особливості впливу на ефективність перенесення імпульсу та енергії структурованих, компонувальних і геометричних характеристик цих елементів. Запропонований у роботі підхід базується на узагальненні в один клас «мікроструктур» всіх об'єктів, які характеризуються мікромасштабними розмірами та в яких відбуваються процеси перенесення імпульсу та енергії. Це сприяє формуванню нового напрямку прикладних досліджень в галузі прогнозування функціональності, структурної цілісності та оптимальності подібних пристроїв, які мають великі перспективи для використання в мікроелектроніці та приладобудуванні, хімічній промисловості та

біотехнології, космічній техніці та медицині.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновані в дисертаційній роботі методи, технології та інженерно-технічні рішення щодо інтенсифікації теплообміну в мікроструктурованих елементах є платформою для розробки ефективних систем терморегулювання, які значно поліпшують показники традиційних пристроїв з точки зору споживання енергії та компактності. Отримані дані про характеристики мікроструктурованих елементів та реалізованих в них процесів сприяють розширенню можливостей їхнього застосування, підвищенню надійності, скороченню витрат часу на дорогі експериментальні дослідження і спрощують проектування та оптимізацію широкого спектру мікропристроїв.

На відміну від раніше відомих методів оцінки ефективності теплотехнічних систем в роботі вирішена задача системної діагностики, яка дозволяє ідентифікувати наявні та пропонує більш вигідні з точки зору енергоспоживання режими, додатково оцінюючи ексергетичну та економічну вартості кожного окремого потоку і системи в цілому.

Результати роботи використані при реалізації міжнародних проектів з університетами Індії, Словенії, США, Туреччини та Японії.

Особистий внесок здобувача. Всі положення, що виносяться на захист, отримані особисто автором. У роботах, виконаних автором спільно з іншими дослідниками, здобувачеві належать постановки задач, вибір методів та їх обґрунтування; аналітичні дослідження та інтерпретація отриманих результатів, а також розвиток методики визначення раціонального режиму теплотехнічних систем та моделей пористості мікроструктур, класифікація двофазних систем терморегулювання, концепція термодинамічного процесу при підводі теплоти в мікрокапілярному тепловому двигуні. Автором зібрані та проаналізовані експериментальні дані про властивості та характеристики мікроструктур, виконані експериментальні дослідження впливу фізико-хімічних властивостей поверхонь мікроканалів на інтенсивність процесу теплообміну при кипінні.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень були представлені та обговорювалися на міжнародних конференціях: International Conference on Compact Heat Exchangers for the Process Industries (Сноуберд, США, 1997); International Symposium on Liquid – Liquid Two – Phase Flow and Transport Phenomena (Анталія, Туреччина, 1997); 3rd ISHMT/ ASME Heat and Mass Transfer Conference (Канпур, Індія, 1997); XIII Школа – семінар молодих вчених та фахівців під керівництвом академіка РАН О.І. Леонтьєва (Москва, РФ, 2001); XII International Heat Pipe Conference (Москва, РФ, 2002); III, V, VIII Міжнародна конференція «Проблеми промислової теплотехніки» (Київ, Україна, 2003, 2007, 2013 pp.); Мінський міжнародний семінар «Теплові труби, теплові насоси, холодильники» (Мінськ, Білорусь, 2003); NATO Advanced Study Institute on Emerging Technologies and Techniques in Porous Media (Констанца, Румунія, 2003); 3rd International Congress of Refrigeration, (Вашингтон, США, 2003); International Conference on Applications of Porous Media (Евора, Португалія, 2004); 5-ий Мінський міжнародний форум з тепломаєобміну, (Мінськ, Білорусь, 2004); ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Сіетл, США, 2007); NATO Advanced Study

Institute on Microfluidics Based Microsystems – Fundamentals and Applications (Чешме – Ізмір, Туреччина, 2009); 8-й Мінський міжнародний семінар «Теплові труби, теплові насоси, холодильники, джерела енергії» (Мінськ, Білорусь, 2011); 5th International Congress of Refrigeration (Прага, Чехія, 2011); 50th National Heat Transfer Symposium, (Сендай, Японія, 2013) та ін.

Публікації. Основний зміст дисертації відображено в 35 статтях, опублікованих у наукових виданнях, які відповідають вимогам ДАК МОН України до дисертаційних робіт на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук; 22 публікації представлені у вигляді доповідей і тез доповідей у збірниках наукових робіт та електронних виданнях регіональних та міжнародних конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, семи розділів, основних висновків, списку використаної літератури, що складає 300 джерел. Зміст роботи викладено на 303 сторінках, які містять 16 таблиць та 108 рисунків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі відзначено актуальність наукової та практичної спрямованості дисертації, наведено зв'язок з державними програмами і темами, сформульовані мета і завдання дослідження. Приведено нові наукові результати, вказано їх наукову значимість і практичну цінність, відображено особистий внесок здобувача і дані про апробацію результатів дисертаційної роботи та публікації.

Перший розділ дисертації присвячений аналізу особливостей існуючих методів дослідження процесів теплообміну, які здійснюються в мікроструктурованих елементах систем терморегулювання (СТР).

Для ефективного використання мікроструктур в двофазних СТР суттєве значення мають такі їх характеристики, як мінімальний капілярний радіус, проникність та ефективна теплопровідність. При цьому вимоги високої проникності та ефективної теплопровідності і малого капілярного радіуса є конкуруючими з точки зору вибору оптимальної мікроструктури; тому раціональне рішення означає компроміс між зазначеними характеристиками.

Виконано огляд експериментальних робіт і теоретичних досліджень, присвячених інтенсифікації теплообміну в мікроканалних СТР, основними перевагами яких є висока компактність, можливість інтегрування в електронні чіпи, ефективність і надійність. Відзначається, що складність і невизначеність гідродинамічних і теплообмінних процесів в мікроканалах призвели до появи великої кількості робіт, результати яких часто – густо погано узгоджуються між собою; тому існуючі експериментальні дані не дозволяють встановити об'єктивну картину. Крім того, актуальними завданнями є теоретичне обґрунтування ефективності відведення та розподілу теплоти від об'єктів з високою густиною енергії за допомогою мережевого асемблювання мікроканалів, удосконалення моделей шорсткості поверхонь мікроканалів з метою визначення впливу неоднорідностей на двовимірні та тривимірні температурні поля в мікроканалах різної геометрії.

Розглянуто сучасні концепції терморегулювання і механізми інтенсифікації гідродинамічних та теплообмінних процесів у мікротеплових трубках і випарних термосифонах. Так, зростання тепловиділень і вимог до точності термостабілізації бортового обладнання космічних апаратів (КА), а також перехід на негерметичні конструкції безпілотних КА призводить до того, що традиційні однофазні СТР стають громіздкими і малоефективними у порівнянні з перспективним двофазним контуром терморегулювання.

Проаналізовано існуючі модельні уявлення про процеси пароутворення в мікропористих середовищах і визначено актуальні проблеми, пов'язані з описом процесів переносу при течії робочих тіл і теплоносіїв у мікроструктурах. Високі теплові потоки при малих різницях температур в процесі кипіння пояснюються наявністю всередині шару межі розділу фаз, що знижує необхідний для пароутворення перегрів, високим коефіцієнтом конвекційного теплообміну при ламінарному русі рідини, а також розвиненою поверхнею мікроструктури. При цьому процес теплообміну при випаровуванні і кипінні рідин в мікроструктурах має ряд особливостей у порівнянні з кипінням рідини у вільному об'ємі, а також в каналах і трубках з гладкими стінками. Мікроструктури істотно стабілізують процес кипіння рідини, особливо при знижених тисках навколишнього середовища; вони згладжують процес настання кризи кипіння, інтенсифікують теплообмін при невеликих густинах теплових навантажень. При цьому підлягає теоретичному аналізу та експериментальній перевірці визначення оптимальних теплотехнічних характеристик мікроструктурованих елементів.

Таким чином, подальший розвиток сучасних технологій терморегулювання уявляється неможливим без науково-обґрунтованого аналізу, систематизації та оцінки ефективності механізмів теплопереносу та організації транспорту теплоносіїв в мікроструктурах. Досягнення цієї мети конкретизовано у поставлених завданнях, виконання кожного з яких відображено у наступних відповідних розділах.

У **другому розділі** представлені результати експериментальних досліджень характеристик теплообміну при кипінні холодоагентів в макродоменах, інтерес до яких викликаний твердженнями деяких дослідників про можливість використання співвідношень для кипіння у вільному об'ємі в умовах кипіння при вимушеному русі теплоносія в каналах малого поперечного перерізу.

Враховання впливу домішок компресорного масла в альтернативних холодоагентах на інтенсивність тепловіддачі при кипінні є важливою, але недостатньо вивченою проблемою.

Як відомо, в існуючих холодильних машинах реальними робочими тілами є не чисті холодоагенти, а розчини холодоагент – масло (РХМ). Для проведення експериментальних досліджень теплообміну при кипінні РХМ ізобутан / «Азмол» в діапазоні питомих теплових потоків від 3 до 150 кВт/м² була розроблена експериментальна установка, принципова схема якої наведена на рисунку 1.

Для різних концентрацій масла, на рисунках 2 і 3 представлені типові експериментальні залежності питомого теплового потоку від температурного напору і коефіцієнта тепловіддачі від питомого теплового потоку, відповідно. Кут нахилу кривих кипіння для РХМ, на відміну від чистого холодоагенту, зі

збільшенням концентрації масла зменшується.

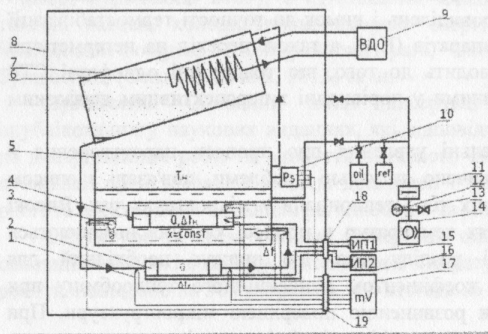


Рис. 1. Схема експериментальної установки для дослідження кипіння РХМ у вільному об'ємі:

1 – Диференціальна термопара калориметра – витратоміра; 2 – калориметричний нагрівач; 3 – термометр опору; 4 – основний нагрівач; 5 – бойлер; 6 – теплообмінник; 7 – конденсатор; 8 – вакуумна камера; 9 – водоохолоджувач ВДО-0.35; 10 – перетворювач тиску; 11 – вакуумна пастка; 12 – вакуумметр ВІТ-1А-ПС; 13 – натікач; 14 – форвакуумний насос 2НВР5Д; 15 – ПП – джерело стабілізованого живлення ВVP 30V/50A; 16 – ПП2 – джерело живлення для калориметричного витратоміру Б5-49; 17 – цифровий мілівольтметр Rigol 3064; 18 – силовий електричний роз'єм на кришці вакуумної камери; 19 – електровводи.

тована експериментальна установка для визначення коефіцієнтів тепловіддачі в широкому діапазоні теплових навантажень і масових витрат (табл. 1).

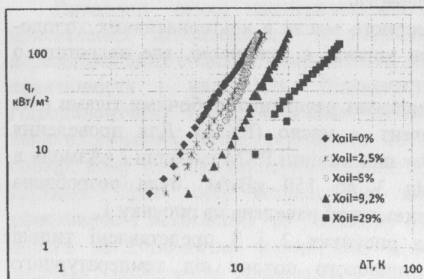


Рис. 2. Криві кипіння R600a/Азмол ($t_k=18^\circ\text{C}$)

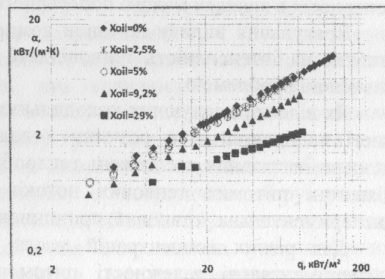


Рис. 3. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від питомого теплого потоку при кипінні R600a/Азмол ($t_k=8^\circ\text{C}$)

При постійному тепловому навантаженні, коефіцієнт тепловіддачі РХМ на 20...40% нижчий, ніж у чистого холодоагенту. Зі збільшенням концентрації домішок масла в холодоагенті від 2.5% до 9.2% (при незмінному тепловому потоці) інтенсивність теплообміну знижується в середньому на 20%, незалежно від температури насичення. Такий характер зміни коефіцієнта тепловіддачі переважно обумовлений зміною теплофізичних властивостей РХМ та, насамперед, поверхневого натягу, в'язкості і кута змочування.

З урахуванням особливостей процесу кипіння холодоагентів в горизонтальних трубах теплообмінників – випарників і на основі проведеного попереднього аналізу основних характеристик потоку, що безпосередньо впливають на хід цього процесу, була спроектована експериментальна установка для визначення коефіцієнтів тепловіддачі в широкому діапазоні теплових навантажень і масових витрат (табл. 1).

Таблиця 1

Діапазони зміни параметрів в експериментах

| холодоагент | G_r $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ | $P_3, \text{вх}$ МПа | x | q $\text{кВт}/\text{м}^2$ |
|-------------|--|----------------------------------|-------|--------------------------------|
| R134a | 95.5...216.5 | 0.201...0.206 | 0...1 | 5.7...13.3 |
| R600a | 133.3...189.5 | 0.116...0.117 | 0...1 | 10.16...17.7 |
| R245fa | 135.3...216.5 | 0.102...0.103 | 0...1 | 10.13...17.77 |
| R236ea | 99.0...189.0 | 0.117...0.137 | 0...1 | 6.4...12.14 |

Робоча ділянка представляла собою мідну трубку з внутрішнім діаметром $d_i = 8.4$ мм, товщиною стінки $\delta = 0.8$ мм і довжиною $l = 3$ м, розташовану горизонтально. Із зовнішньої сторони трубки знаходився нагрівач, виконаний із ніхромового дроту з загальним опором $R_{nz} = 0.61 \text{ Ом}$. Коефіцієнти тепловіддачі при кипінні холодоагенту всередині горизонтальної трубки визначалися методом стаціонарного режиму на основі закону Ньютона – Ріхмана, що дозволяє встановити їх локальні і середні значення.

На рисунках 4 і 5 представлені типові результати експериментів, які характеризують вплив масової витрати холодоагенту і теплого навантаження на інтенсивність теплообміну.

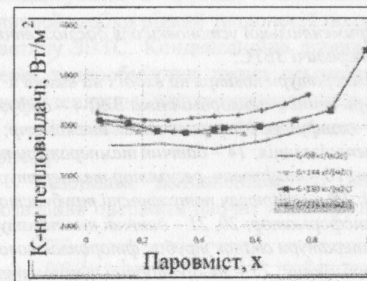


Рис. 4. Залежність К-нта т/в від паровмісту для різних значень масової витрати при кипінні холодоагенту R134a в середині горизонтальної гладкої трубки з внутрішнім діаметром 8.4 мм ($q = 12.64 \text{ кВт}/\text{м}^2$; $P_3 = 0.2 \text{ МПа}$)

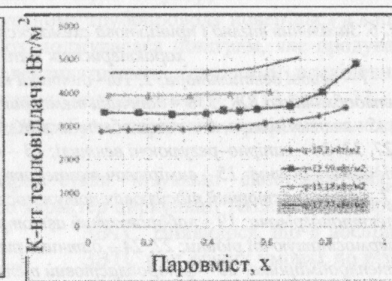


Рис. 5. Залежність К-нта т/в від паровмісту для різних значень питомого теплого потоку при кипінні холодоагенту R245fa в середині горизонтальної гладкої трубки з внутрішнім діаметром 8.4 мм ($G_r = 162 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$; $P_3 = 0.1 \text{ МПа}$)

В експериментах для холодоагентів R134a, R245fa, R600a і R236ea при фіксованому значенні теплого навантаження і в широкому діапазоні зміни паровмісту (режимів течії), були розглянуті по чотири серії вимірювань, для яких масова витрата відрізнявся в 1.5 ... 2 рази. Це дозволило зробити висновок про відносно незначну інтенсифікацію теплообміну за рахунок збільшення масової витрати, причому цей вплив виявився більш істотним при великих паровмістах, які

характерні для кільцевого плівкового кипіння.

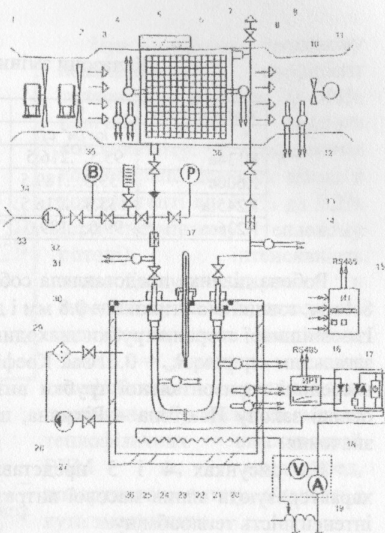
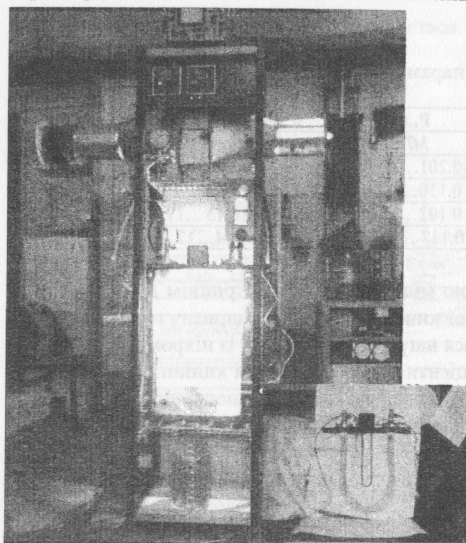


Рис. 6. Загальний вигляд і принципова схема експериментальної установки для дослідження характеристик теплопередачі ЗВТС:

- 1 – осьові вентилятори; 2, 10 – датчики температури повітря на вході і на виході з теплообмінника ВЖ; 3, 8 – датчики температури стінки теплообмінника ВЖ; 4 – дифузор; 5 – теплоізоляція; 6 – теплообмінник ВЖ; 9 – конфузор; 11 – крильчатий анемометр; 12, 27, 32, 34 – запірні-регулюючі вентиля; 13 – теплоізоляція; 14 – датчик температури пари в підіймній ділянці; 15 – вимірювач температури; 16 – вимірювач-регулятор температури; 17 – оптоелектронний підсилювач потужності; 18 – вимірювач потужності трубчастого електронагрівача; 19 – лабораторний автотрансформатор; 20, 21 – датчик температури термостатуючої рідини; 22, 24 – датчики температури стінок трубок фторопластового теплообмінника; 23 – фторопластовий теплообмінник; 25 – лабораторний термометр; 26 – ТЕН; 28 – циркуляційний насос; 29 – 50 мкм механічний фільтр; 30 – корпус термостата; 31 – датчик температури рідини в опускній ділянці; 33 – вакуумний насос; 34 – вакуумметр; 35 – мірна сміть; 36 – манометр.

Для апроксимації отриманих експериментальних даних було обрано підхід, запропонований Chen (1966) і розвинений пізніше Kandlikar (1991). Головна ідея полягає в адитивному представленні коефіцієнта теплообміну як суми вкладів від двох супутніх механізмів (з домінуючим конвекційним і переважаючим бульбашковим кипінням, відповідно):

$$\alpha = [y_1 Co^{y_2} + y_3 Bo^{y_4} F_{fl}] (1-x)^{y_5} \alpha_L^{y_6}, \quad (1)$$

де $Co = (\rho''/\rho')^{0.5} ((1-x)/x)^{0.8}$; $Bo = q / (Gr)$; $y_1 \dots y_6$ – кореляційні коефіцієнти; x –

паровміст; F_{fl} – параметр, що враховує теплофізичні властивості холодоагенту; α_L – коефіцієнт тепловіддачі однофазної вимушеної конвекції при течії в середині гладкої трубки.

З метою експериментальної перевірки потенційних можливостей фторопластових змієвикових випарних термосифонів (ЗВТС) у порівнянні з існуючими альтернативними технічними рішеннями був створений макет-аналог апарату на основі випарного термосифону з розділеними зонами кипіння і конденсації так, що зона кипіння була виготовлена з трубчастих фторопластових змієвиків, а зона конденсації – з традиційних матеріалів і була звичайної конструкції (рис.6).

Основу експериментальної установки являв термосифон кільцевого типу з організованою циркуляцією теплоносія. Випарну ділянку виконано у вигляді пучка трубок з фторопласту Φ -4Д зовнішнім діаметром 3.8 мм і товщиною стінки 0.5 мм; середня довжина трубки в пучку – 895 мм. Об'єм внутрішньої порожнини трубного пучка склав 175 мл, площа бічної поверхні 0.25 м². Трубки були зібрані в пучок коридорної компоновки 4 x 6 штук з однаковими поздовжнім і поперечним відносними кроками, рівними 1.6 мм. Фторопластовий трубний пучок з'єднувався паровим (підіймним) і рідинним (опускним) трубопроводами з конденсатором ЗВТС, в якості якого використовувався стандартний пластинчато-ребристий алюмінієвий теплообмінник ВЖ-2.4. Пар теплоносія подавався через патрубки, конденсувався в трубках теплообмінника і через штуцер, вмонтований замість зливної пробки рідкий теплоносій по опускному трубопроводу повертався в випарну частину ЗВТС. Конденсаційна ділянка охолоджувалася повітрям, яке продувалося через теплообмінник двома осьовими вентиляторами, з'єднаними послідовно. В якості теплоносіїв використовувалися очищені холодоагенти R – 113 та R – 11.

На основі експериментальних даних була отримана графічна залежність (рис.7).

Важливим доповненням до вимірів стали візуальні спостереження, які дозволили одержати наочні уявлення про характер циркуляції теплоносія в середині ЗВТС. Виявилось, що в дослідному ЗВТС при різних умовах по різному відбувається рух двофазної суміші.

При малих теплових навантаженнях, парова фаза практично не утворюється і циркуляції взагалі не виникає. Потім, при деякому збільшенні теплового потоку (температурного напору), утворюються спочатку поодинокі парові бульбашки, які з

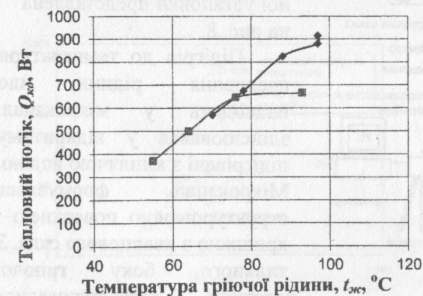


Рис. 7. Залежність теплового потоку, переданого ЗВТС, від температури грійочої рідини

◆ – R-113; ■ – R-11

ростом теплових навантажень (температурних напорів) перетворюються на парові «снаряди». Ці снаряди можуть сприяти стійким і

нестійким пульсаціям парорідинної суміші. Самі по собі такі пульсації можуть бути основою стабільної циркуляції, але можуть і обмежуватися лише коливаннями теплоносія. Природно, що різний характер руху не може не позначатися і на інтенсивності теплообміну. У тих випадках, коли частоти і фази пульсації збігаються або майже збігаються у всіх комірках, може проявитися так званий, «колективний механізм», що характеризується виникненням циркуляції двофазної суміші по всьому контуру.

Порівняльний аналіз експериментально визначених характеристик теплопередачі фторопластових змієвикових апаратів в умовах прямого повітряного охолодження, які визначалися при тих же зовнішніх умовах, що і з використанням ЗВТС, і для тих же поверхонь теплообміну, показали, що пряме повітряне охолодження менш ефективне, ніж при використанні ЗВТС. Це означає, що скрізь, де за технологією потрібно застосування фторопластових охолоджувачів з відведенням теплоти до повітря, доцільно переходити на конструктивні рішення із застосуванням ЗВТС.

У третьому розділі розглянуто результати експериментальних досліджень перспективних способів інтенсифікації теплообміну при кипінні в мікроканальних випарниках. Ключовими перевагами таких процесів є високі коефіцієнти конвекційного теплообміну і відносно невелике підвищення температури вздовж осі каналу в порівнянні з однофазним мікроканальним охолодженням. У поєднанні з дуже малою товщиною мікроканалів ці переваги дозволяють значно знизити повний термічний опір між пристроєм і охолоджувальною рідиною, зменшити витрату останньої та забезпечити високий ступінь ізотермічності уздовж осі потоку.

З метою вивчення впливу змочуваності мікроканальної поверхні на інтенсивність процесу тепловіддачі при кипінні, була проведена серія спільних експериментальних робіт з японськими колегами в період стажування автора в лабораторії проф. Y. Utaga (Національний університет Йокогама, Японія).

Схема експериментальної установки представлена на рис. 8.

Підігрів до температури насичення рідини, що надходить у мікроканал, здійснювався у відкритому підігрівачі з киплячою водою. Мікроканал формувалася структурованою поверхнею і кришкою з кварцового скла. З тильного боку гріючої пластини встановлювалися керамічні нагрівачі.

Для мінімізації теплових втрат від мікроканального

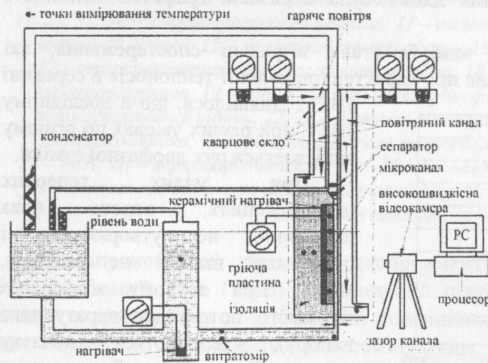


Рис. 8. Схема експериментальної установки

радіатора використовувалося повітря, нагріте до 100 °С, яке циркулювало через спеціальні отвори в скляному покритті. З кожного боку гріючої пластини встановлювалися по п'ять термопар, але для визначення температури поверхні мікроканалу використовувалися усереднені покази тільки шістьох з них (покази двох верхніх і двох нижніх термопар не враховувалися). В експериментах зазор між склом і пластиною змінювався в діапазоні від 0.25 до 10.0 мм. Рівномірне нанесення на поверхні кремнію і оксиду титану призводило до зміни їх змочуваності. Таким чином, для вивчення впливу змочуваності мікроканальних поверхонь на інтенсивність тепловіддачі при кипінні, порівнювалися кремнієве покриття (характерна гідрофобність), свіжі шорсткості, зістарені шорсткості і покриття з оксиду титану (характерно виражена гідрофільність), що мають крайовий кут змочуваності 103°, 72°, 58° і 18°, відповідно (рис.9).

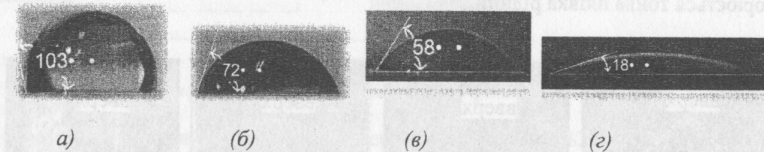
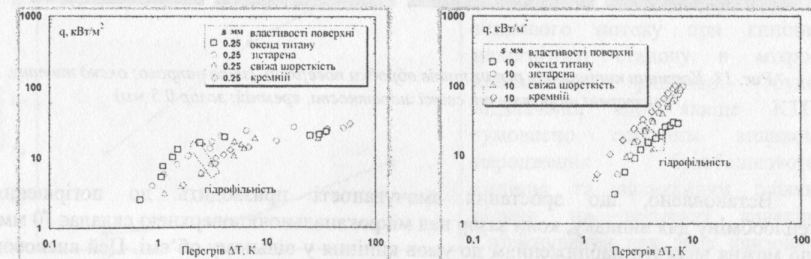


Рис. 9. Статичні кути змочування для мікроканальних поверхонь з різними покриттями: (а) кремній; (б) свіжі шорсткості; (в) зістарені шорсткості; (г) оксид титану

З рисунка 9 видно, що поверхні з шорсткостями характеризуються проміжною змочуваністю (між гідрофобністю та гідрофільністю), причому штучне зістарювання шорсткостей призводить до посилення гідрофільних властивостей. Типові експериментальні криві кипіння для різних типів поверхонь при значеннях зазору 0.25 мм та 10.0 мм представлені на рисунках 10 (а) і (б), відповідно.



(а)

(б)

Рис. 10. Вплив змочуваності на криву кипіння: (а) зазор 0.25мм; (б) зазор 10.0 мм

Було відзначено, що величина теплового потоку для поверхні зі свіжими шорсткостями при величині зазору 0.25 мм близька до аналогічної величини для поверхні з кремнієвим покриттям з таким же зазором, а величина теплового потоку для поверхні зі свіжими шорсткостями при величині зазору рівній 1.0 мм приблизно однакова з відповідною величиною для покриття з оксиду титану при тій самій величині зазору. При низькій змочуваності поверхні, відбувається лінійне зростання коефіцієнта тепловіддачі із збільшенням розміру зазору. При цьому для високої змочуваності максимальні значення коефіцієнта тепловіддачі були отримані при розмірі зазору 0.5 мм при більш низьких перегрівах.

На рис. 11 представлені фотографії картини кипіння для всіх чотирьох типів обробки поверхні при розмірі зазору 0.5 мм. Для покритої кремнієм поверхні картина кипіння принципово відмінна від трьох інших випадків. Відштовхуючись від поверхні, вода утворює мережу з крапель. Висока змочуваність поверхні забезпечує формування більш тонкого та сталого мікрочару, і як результат, утворюється тонка плівка рідини.



Рис. 11. Картини кипіння для різних типів обробки поверхонь (зліва направо: оксид титану, зістарені шорсткості, свіжі шорсткості, кремній; зазор 0.5 мм)

Встановлено, що зростання змочуваності призводить до погіршення теплообміну для випадку, коли зазор над мікроканальною поверхнею складає 10 мм, що можна вважати наближенням до умов кипіння у вільному об'ємі. Цей висновок знаходить підтвердження в результатах дослідження теплообміну при кипінні у вільному об'ємі РХМ, викладених у розділі 2. З іншого боку, підвищення змочуваності поверхні сприяє інтенсифікації теплообміну для малих зазорів (від 0.25 мм до 1.0 мм).

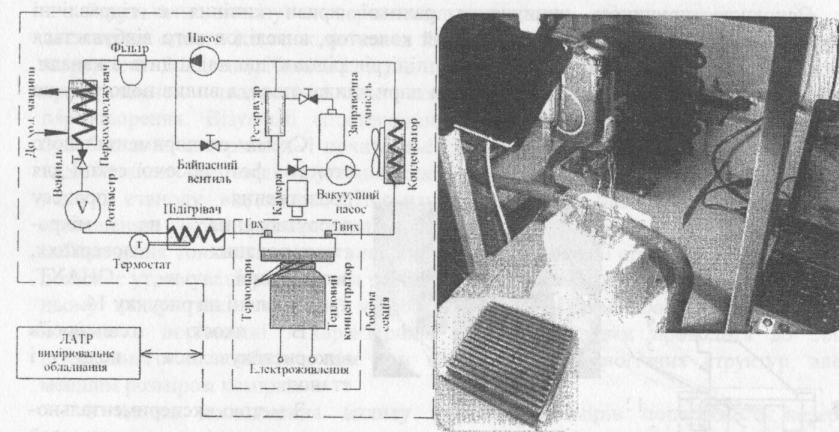


Рис. 12. Схема експериментальної системи та фото робочої ділянки

З метою вивчення критичного теплового потоку (КТП) при кипінні у мікроканальних випарниках в Одеській національній академії харчових технологій (ОНАХТ) була спроектована та створена експериментальна установка (рис. 12).

Для виготовлення системи мікроканалів були використані основи з нержавіючої сталі, міді й алюмінію товщиною 5.0 мм. Для забезпечення герметичності канали та розподільники рідини виконані в одному корпусі. Досліджувана поверхня мала форму квадрата зі стороною 30 мм; число мікроканалів квадратного поперечного перерізу зі стороною 0.5 мм – 28.

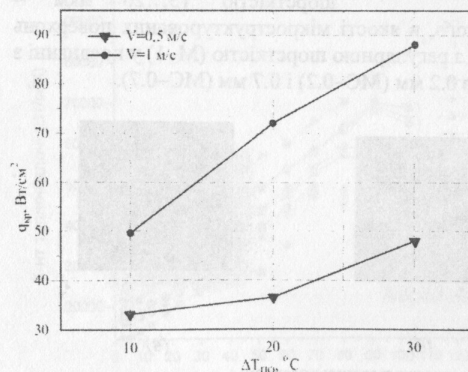


Рис. 13. Вплив недогріву етанолу на вході в мікроканали на величину КТП

В ході аналізу експериментально визначених характеристик тепловіддачі і критичного теплового потоку при кипінні недогрітого етанолу в мікроканальному радіаторі було відзначено, що явище КТП зумовлено спільним впливом виродження бульбашкового кипіння та висиханням плівки рідини на поверхні каналів. Співіснування цих двох кризових механізмів має місце через нерівномірність розподілу рідини в каналах і встановлення в них різних режимів течії.

Основною причиною виникнення ранньої кризи кипіння є гідравлічні нестабільності і викид пари в розподільний колектор, внаслідок чого відбувається конденсація пари на границі пара-рідина і підігрів рідини, що надходить в канали. При збільшенні витрати теплоносія викиди пари зникають, а вплив недогріву на КТП істотно збільшується (рис.13).

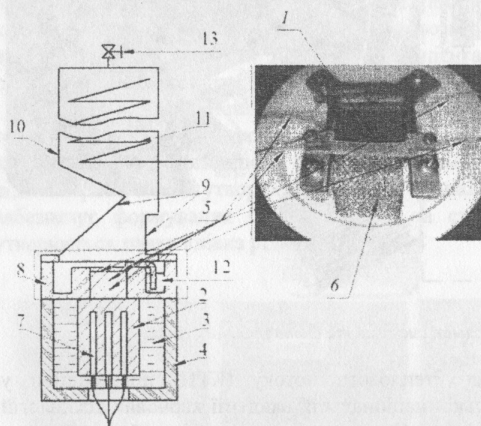


Рис. 14. Схема експериментального стенду і фото робочої секції:

1 – досліджувана поверхня; 2 – мідний концентратор; 3 – теплоізоляція; 4 – корпус; 5 – термопари; 6 – гніт; 7 – нагрівачі; 8 – робоча камера; 9 – оглядові вікна; 10 – корпус конденсатора; 11 – змійовик конденсатора; 12 – робоча рідина; 13 – вентиль.

методом електроерозії (М-1). Крім того, в якості мікроструктурованих поверхонь розглядалися профільовані пластинки з регулярною шорсткістю (М-1) у поєднанні з сітками, розмір комірки яких становив 0.2 мм (МС-0.2) і 0.7 мм (МС-0.7).

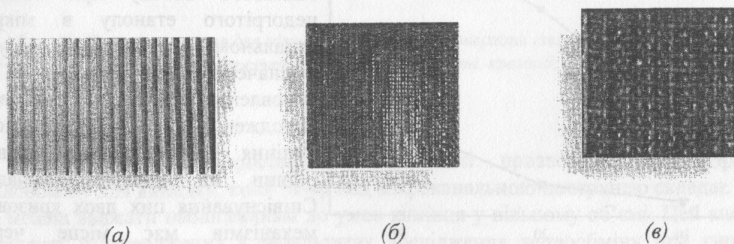


Рис. 15. Типи мікроструктурованих поверхонь:

а) гладка профільована поверхня; б) комбінація поверхні з регулярною шорсткістю і одним шаром сітки (розмір комірки 0.2 мм); в) комбінація поверхні з регулярною шорсткістю і одним шаром сітки (розмір комірки 0.7 мм).

Схема експериментального стенду і фото робочої секції для дослідження процесу пароутворення на мікроструктурованих поверхнях, розробленої в ОНАХТ, представлені на рисунку 14.

В якості теплоносіїв використовувалися вода і етанол.

З метою експериментального вивчення можливостей інтенсифікації процесу пароутворення на мікроструктурованих поверхнях були виготовлені мідні пластинки 30×30 мм товщиною 5 мм з канавками прямокутної форми 0.7×0.7 мм (рис. 15), причому пластинки з гладкими канавками були виготовлені штампуванням (М-0), а поверхні з регулярною шорсткістю 15...20 мкм –

Результати аналізу експериментальних даних свідчать про те, що для досягнення одного і того ж значення теплового потоку для поверхні з регулярною шорсткістю М-1 потрібний перегрів на $2 \dots 4$ °С менший, порівняно з гладкою профільованою пластинкою, що пояснюється зростанням кількості центрів пароутворення. Візуальні спостереження підтверджують, що процес утворення бульбашок на поверхні М-1 починається значно раніше (при 7 Вт/см^2 і 5 Вт/см^2 для води і етанолу відповідно), у порівнянні з поверхнею М-0 (12 Вт/см^2 і 7 Вт/см^2 для води і етанолу відповідно). Послання поверхонь МС-0.2 і МС-0.7 сприяє поліпшенню характеристик теплопередачі за рахунок збільшення капілярності і забезпечення тонкоплівкового випаровування на поверхні сітки. Застосування сітки дозволяє утримувати рідину, яка розбризкується внаслідок розриву бульбашок. При цьому використання сіткової мікроструктури з рівним або більшим розміром комірки в порівнянні з характерним розміром канавки приводить до більш інтенсивного теплообміну, ніж при використанні аналогічних структур, але з меншим розміром комірки.

З метою дослідження впливу форми і розмірів поперечного перерізу мікроканалів на інтенсивність процесу тепловіддачі була проведена серія дослідів для 14 мідних мікроканалних поверхонь прямокутного, квадратного, трикутного, трапецієдального і круглого поперечного перерізів. Результати експериментів представлені на рис.16.

Максимальні значення коефіцієнтів тепловіддачі ($95 \text{ кВт/(м}^2\text{К)}$) при питомому тепловому потоці 130 Вт/см^2 і $27.5 \text{ кВт/(м}^2\text{К)}$ при 43 Вт/см^2 для води і етанолу відповідно) забезпечують канали прямокутного профіля П0.7*1.4*0.7, у яких глибина в 2 рази перевищує їх ширину.

Цікавим видається той факт, що для прямокутних каналів з однаковою площею поперечного перерізу (П0.3*0.6*0.3 та П0.3*0.3*0.6), коефіцієнт тепловіддачі приблизно на 10...15% вищий, а питомий тепловий потік, який передається, на 10 Вт/см^2 більший для каналу, у якого глибина в два рази перевищує його ширину, порівняно з каналом, у якого ширина в 2 рази перевершує його глибину.

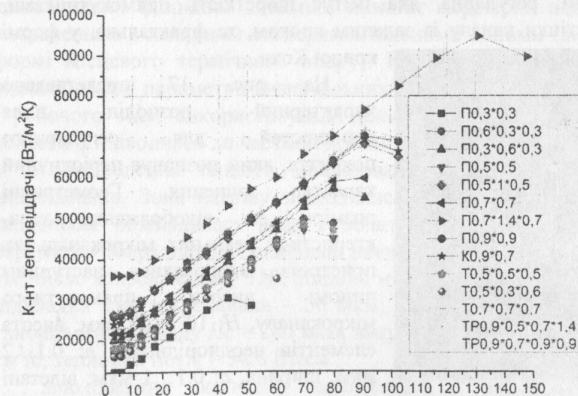


Рис. 16. Характеристики тепловіддачі при кипінні води на мікроканалних поверхнях

Слід зазначити, що відносно низькою ефективністю характеризуються канали трикутного і квадратного перерізу.

xv 757

ІНСТИТУТ КОРОДЕ
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

У четвертому розділі виконане комп'ютерне моделювання процесів переносу імпульсу та теплоти в мікрокапілярних структурах. В якості системи для досліджень і розробок була обрана система проектування ANSYS, яка сумісна з більшістю CAD-моделей. На першому етапі аналізувалася точність визначення характеристик теплообміну і течії теплоносіїв у кремнієвих мікроканалах на основі 3D моделювання стаціонарних рівнянь балансу маси, енергії та імпульсу методом кінцевих елементів. Надійність комп'ютерних експериментів при моделюванні теплових процесів в об'єктах електроніки перевірялася для випадків, коли відомі аналітичні рішення для нетривіальних тривимірних задач розподілу теплоти в системах теплорозсіювання, що складаються з джерела енергії, розсіювальної пластини та теплостоку. Теплота, що генерується джерелом заданої геометричної конфігурації, передається кондукційним потоком в середину пластини, яка потім розсіює теплоту в навколишнє середовище шляхом конвекційного переносу. В результаті чисельного рішення стаціонарної тривимірної задачі теплопровідності з граничними умовами, що відповідають конфігурації розсіювальної пластини у формі паралелепіпеда, було встановлено, що аналітичні залежності відтворюються з похибкою, яка не перевищує 1.5%.

Наведено результати розрахунків температурних полів в розсіювачах теплоти різної форми, для яких відсутні аналітичні рішення. Точність обчислень термічного опору залежить від розбиття на кінцеві елементи рівнянь балансу. В результаті чисельних експериментів була обрана схема дискретизації 32*32*32 кінцевих елементів в напрямках координат x , y і z .

Відповідно до результатів експериментальних досліджень, представлених в розділі 3, принципова проблема, що виникає при моделюванні течії у мікроканалах, пов'язана з необхідністю врахування масштабних чинників, які б відображали геометрію поверхні теплообміну. У цьому зв'язку були розглянуті дві моделі неоднорідностей поверхні: регулярна, яка імітує шорсткість прямокутниками, розташованими вздовж стінки каналу із заданим кроком, та фрактальна, у формі кривої Коха.

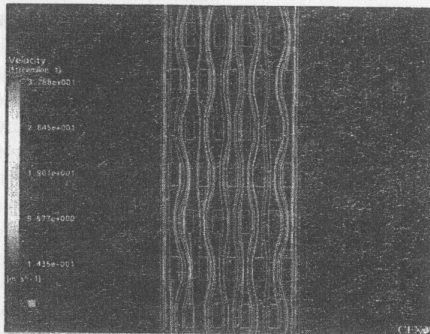


Рис. 17. Розподіл швидкостей уздовж регулярної неоднорідної поверхні мікроканалу

На рис. 17 представлено характерний розподіл поля швидкостей для регулярного покриття, який позначає періодичний характер рішення. Геометричні розміри, які відображають характеристики реальних мікроканальних пристроїв, варіювалися наступним чином: висота прямокутного мікроканалу, H : 10...100 мкм; висота елементів неоднорідності, h : 0.1...2 мкм; ширина, a : 0.1...1 мкм; відстані між елементами шорсткості вздовж і поперек потоку ($b = c$) обиралися однаковими (5...50 мкм).

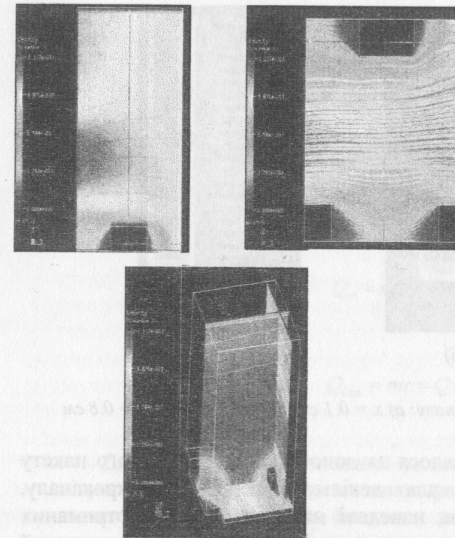


Рис. 18. Поля швидкостей для фрактальної моделі шорсткості ($H = 5$ мкм, $h = 0.5$ мкм, $a = 1.0$ мкм, $b = 2.0$ мкм)

Тривимірна поведінка ліній обтікання неоднорідностей поверхні представлена на рис. 18, на якому чітко позначаються застійні зони навколо елементів шорсткості.

На основі чисельного аналізу встановлено, що різке зростання втрат тиску спостерігається, тоді коли відношення висоти шорсткості до глибини мікроканалу починає перевищувати 20%.

Якщо відношення висоти неоднорідного елемента до висоти каналу становить $h / H \sim 0.5$, відхилення градієнта тиску від паузейлівської течії виявляються в 20 разів вищими. Збільшення глибини мікроканалу приводить до зменшення впливу ефектів шорсткості на лінії потоку робочої рідини, а класичні співвідношення для гладких каналів стають цілком придатними для розрахунків течії в мікроканалах, коли величина $h / H < 0.2$.

Моделювання температурних полів в мікроканалах на основі методів комп'ютерної флюїдної динаміки вимагає перевірки адекватності таких моделей зіставленням з наявними експериментальними даними (які найчастіше задаються у формі місцевого термічного опору). В якості дослідних даних, за якими були відкалібровані параметри визначальних співвідношень для кремнієвих мікроканалів і робочого тіла, використовували класичні результати Tuckerman (1981). Потік теплоти q підводився до частини кремнієвої підкладки з лінійними розмірами 1 см \times 1 см. Відведення теплоти здійснювалось системою розташованих паралельно мікроканалів. Зона нагріву знаходилася в центрі кремнієвої підкладки. В якості теплоносія розглядалася вода з початковою температурою 20 °С. Геометричні параметри обиралися для найбільш вивченої конфігурації: довжина мікроканалів – 2 см; число мікроканалів – 150; ширина мікроканалу $W_c = 64$ мкм; ширина кремнієвої підкладки між мікроканалами – 36 мкм; висота кремнієвої підкладки $H = 489$ мкм; глибина мікроканалу $H_c = 280$ мкм; витрата води через систему мікроканалів – 1.277 см³/с; тепловий потік – 34.6 Вт/см².

Знаходження розподілу швидкостей і температур в разі ламінарного стаціонарного руху рідини в мікроканалах являє собою сполучену задачу, яка описується рівняннями балансу маси та імпульсу в безрозмірній формі.

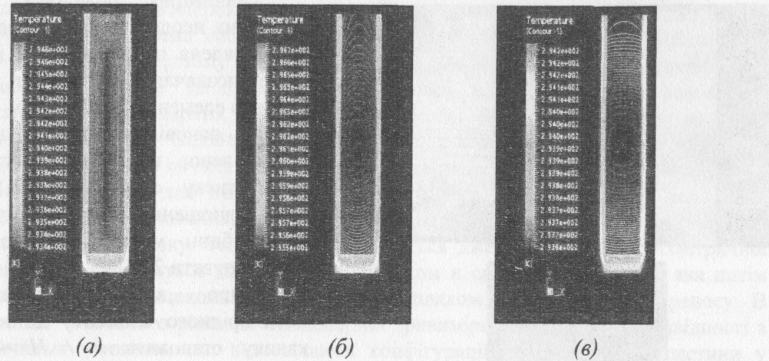


Рис. 19. Температурне поле в перерізі x мікроканалу: а) $x = 0.1$ см; б) $x = 0.4$ см; в) $x = 0.8$ см

Моделювання течії рідини здійснювалося за допомогою комерційного пакету CFX. Типові результати розрахунків для декількох перерізів мікроканалу, розташованих у зоні підведення теплоти, наведені на рис.19. Аналіз отриманих ізотер показує, що на вході в мікроканал спостерігається більш інтенсивний теплообмін у порівнянні з віддаленими точками вздовж осі каналу.

П'ятий розділ присвячений особливостям вивчення гідродинамічних і теплообмінних процесів в складних мікроструктурах. Відзначається, що моделювання динамічних явищ в мікроструктурах, повинно базуватися на основних мікомасштабних закономірностях, фундаментальне розуміння яких в даний час відсутнє. Зокрема, недостатньо добре ясні явища переносу імпульсу та теплоти в основних компонентах мікропристроїв.

Для спрощення теоретичної моделі пароутворення у мікроструктурованому тепловідводі були зроблені наступні спрощення: потік робочої рідини – стаціонарний, одновимірний, двофазний та ламінарний; тепловий потік – стаціонарний та одновимірний (при адиабатичних бічних поверхнях); робоча рідина – ньютонівська, гомогенна, ізотропна та нестислива, з постійними теплофізичними властивостями; кремнієва підкладка – гомогенна, ізотропна, повністю заповнена рідиною, з інваріантними теплофізичними властивостями і хімічно стійка; внутрішні джерела теплоти та зовнішні сили, що діють на систему, відсутні; з умови локальної теплової рівноваги (рівності температур для будь-яких двох сусідніх частинок мікроструктури та рідини), внаслідок чого, поперечний переріз мікроструктури є ізотермічним по всій її товщині. Основними незалежними параметрами моделювання є повна маса заправки робочої рідини, температура охолоджуючої води і підведена теплота. При проведенні чисельного аналізу для визначення теплофізичних властивостей, в якості пористого матеріалу розглядався оксид кремнію, а в якості робочої рідини – вода.

Закон розподілу температури робочої рідини в мікроструктурі має вигляд:

$$T(x) = T_{s,k} + \left(\frac{Q}{mr} - \frac{r}{c_p} \right) e^{-zL} \cdot (e^{zx} - 1). \quad (2)$$

Співвідношення (2) може бути використано для визначення кількості теплоти, що перетікає по мікроструктурі Q_{yt} та витрачається на випаровування робочої рідини у верхній частині мікроструктури $Q_{vип}$, як функції температури випаровування:

$$Q_{yt} = mc_p e^{-zL} \left(\frac{Q}{mr} - \frac{r}{c_p} \right); \quad (3)$$

$$Q_{vип} = mr = Qr \left[r + \left(\frac{T_n - T_{s,k}}{1 - e^{-zL}} \right) c_p \right]. \quad (4)$$

Для аналізу запропонованої моделі були розглянуті характеристики трьох мікроструктур з різними значеннями радіусу пор і однаковою пористістю. При значеннях масової витрати близьких до нуля, тобто повній відсутності теплового потоку, приріст тиску через мікроструктуру відповідає за величиною капілярному тиску. Тому при низьких густинах теплового потоку збільшення наявного тиску обернено пропорційно радіусу пор. У той же час при великих величинах масової витрати приріст тиску стає близьким до нуля ще до моменту осушення мікроструктури внаслідок високої густини теплового потоку. Визначальний вплив на величину наявного тиску в мікроструктурі при великих масових витратах здійснюють витрати тиску на тертя, величина яких обернено пропорційна квадрату радіуса пор. Іншими словами, наявний тиск в мікроструктурі при низьких масових витратах збільшується як $(1/R)$, а при високих масових витратах – зменшується як $(1/R^2)$. Отже, зменшення розміру пор сприяє підвищенню капілярного тиску, але в той же час і призводить до зростання витрат тиску на тертя.

Таким чином, отримана в чисельному експерименті залежність дозволяє визначити оптимальне значення радіуса пор мікроструктури, що відповідає максимальному значенню наявного тиску; при цьому зменшення розміру пор на 5% відносно оптимальної величини, призводить до зниження приблизно на порядок наявного тиску в мікроструктурі. Збільшення ж масової витрати шляхом підвищення теплового навантаження також сприяє зниженню максимального наявного тиску. З проведеного аналізу слідує, що втрати тиску через в'язкісне тертя та величина оптимального радіуса пор знижуються при збільшенні пористості мікроструктури. Тому, обираючи матеріал мікроструктури підвищеної пористості, можна отримати більший наявний тиск при більш високих масових витратах (вибір матеріалу мікроструктури, що має в 2 рази більше значення пористості, дозволяє в 3 ... 4 рази збільшити наявний тиск).

З рівняння (3) витікає, що частина підведеної теплоти, яка перетікає по мікроструктурі, збільшується, якщо ефективна теплопровідність останньої і теплоємність робочої рідини зростають. Так як з підвищенням товщини мікроструктури кількість втрат теплоти експоненціально зменшується, то частина підведеної теплоти, яка йде на пароутворення, буде збільшуватися. Отже, використання більш товстого шару мікроструктури сприяє підвищенню ефективності процесу пароутворення.

Здатність до передачі заданої кількості теплоти переважно обмежується величиною капілярного обмеження мікроструктури та моментом настання кризи кипіння рідини. Хоча однорідні мікроструктури прості у виготовленні, у ряді випадків вони не дозволяють забезпечити необхідне максимальне значення капілярного напору (наприклад, при вертикальному розташуванні мікроструктурованих елементів проти гравітаційних сил). Через постійні зміни тиску між рідкою та паровою фазами тільки мікроструктура зі змінною пористістю і проникністю може одночасно забезпечити максимальний капілярний напір і мінімальний гідравлічний опір рідини. З метою дослідження можливості розширення робочого діапазону мікроструктурованих елементів щодо капілярного обмеження був проведений аналіз перспектив використання комбінованих мікроструктур. Так, з метою визначення максимального теплового потоку через комбіновану мікроструктуру був запропонований наступний алгоритм:

1. Відповідно до використовуваної технології виготовлення мікроструктури визначається припустимий діапазон зміни радіуса пор ($R_{min} \dots R_{max}$).

2. Задается довільне значення Q .

3. Знаходиться рішення рівняння $\frac{d}{dx} \left[\frac{2\sigma}{R(x)} \right] = \rho g \sin(\theta) + \frac{\rho m(x)}{\rho S [\alpha(R(x))^n]}$ відносно функції $R(x)$.

4. Розрахункове значення $R(L)$ порівнюється з R_{min} . Якщо $R(L) > R_{min}$, слід збільшити задане значення Q і повернутися до п.3. Якщо $R(x=L) < R_{min}$, необхідно зменшити Q і повторити п.3. Отримавши $R(L) = R_{min}$, можна вважати, що величина Q відповідає максимально можливому значенню теплового потоку для даної комбінованої мікроструктури.

З метою аналізу переваг застосування комбінованих мікроструктур розглянуто потік рідини в плоскій теплової трубі. Так як даний потік є двовимірним, для визначення капілярного обмеження була побудована двовимірна модель розподілу тиску в потоці рідини. У чисельному аналізі використовувалися такі характеристики: розміри теплової труби – 20 x 165 x 5 мм; густина теплового потоку – 180 Вт/см²; в зонах підведення теплоти – мікроструктура з радіусом пор 24 мкм; на інших ділянках – мікроструктура з радіусом пор 60 мкм; орієнтація теплової труби – горизонтальна.

Приведений тиск рідини визначався як

$$p^* = \frac{p - p_n}{\frac{2\sigma}{R_\phi}}, \quad (5)$$

де p , p_n і R_ϕ – тиск рідини, тиск пари і радіус пор мікроструктури, відповідно. З формули (5) випливає, що капілярне обмеження мікроструктури відповідає значенням $p^* < -1$. Для заданих характеристик теплової труби з мікроструктурою змінної пористості найменше розрахункове значення $p^* = -0.62$, що свідчить про можливість забезпечення необхідного тепловідведення за допомогою розглянутої конструкції. Аналогічний розрахунок розподілу приведенного тиску рідини у мікроструктурі тих же розмірів, але виготовленої з однорідного порошку з радіусом пор 24 мкм, дає найменше значення $p^* = -1.31$. Отже, теплова труба з однорідної мікроструктурою не здатна забезпечити заданий тепловідвід, так як значення приведенного тиску рідини в зонах підведення теплоти менше мінус одиниці.

Дослідження, проведені автором спільно з групою під керівництвом проф. Y. Kobayashi в період стажування в Інституті космічних наук і астронавтики, ISAS (Сагаміхара, Канагава, Японія), дозволили обґрунтувати теоретичну можливість створення мікрокапілярних теплових двигунів, принципова схема і ідеальний термодинамічний цикл яких представлені на рис. 20. Запропонована схема передбачає можливість використання двох розділених процесів підведення теплоти (1–2 і 2–3). Процес 1–2 необхідний для отримання насиченої або перегрітої пари в капілярному насосі–парогенераторі, а процес 2–3 – для перегріву робочого тіла, що дозволяє істотно підвищити термодинамічну ефективність циклу.

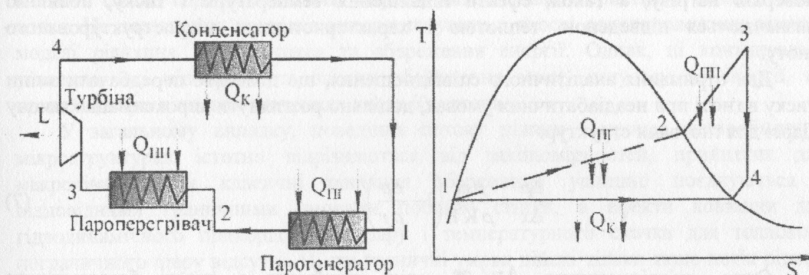


Рис. 20. Принципова схема мікрокапілярного теплового двигуна та його ідеальний цикл в координатах $T-S$:

Q_K – теплота, відведена в конденсаторі; $Q_{ПГ}$ – теплота, яка підводиться в парогенераторі; $Q_{ПН}$ – теплота, яка підводиться в пароперегрівачі; L – робота турбіни

У зв'язку з тим, що вищезазначені дослідження проводилися стосовно космічних апаратів, в умовах нульової гравітації гідростатичним тиском нехтували; отже, наявний тиск, ΔP_n , необхідний для прокачування потоку через мікроструктурований гніт і інші підсистеми, визначався з наступного рівняння:

$$\Delta P_n = \Delta P_{Kmax} - \Delta P_{нар} - \Delta P_{ж}, \quad (6)$$

Відомо, що мінімальний розмір пор гноту контурних теплових труб, використовуваних в даний час в космічній техніці, становить 1 мкм, що відповідає наявному тиску 0.1 МПа для води та 0.08 МПа для аміаку. Підтримання тисків у декілька МПа, необхідних для забезпечення працездатності паросилового циклу, потребує розмірів пор гноту для конструкцій капілярного насоса-парогенератора менших ніж 0.1 мкм.

Слід зазначити, що процеси 2–3, 3–4 і 4–1 на рис. 20 аналогічні відповідним процесам ідеального циклу Ренкіна. Принциповою відмінністю запропонованого циклу є процес 1–2, в якому відбувається підведення теплоти до робочої рідини, що заповнює мікроструктурований гніт. Чисельне моделювання на основі використання комерційного пакету теплового аналізу Sinda/G та проведений термодинамічний аналіз дозволили висунути гіпотезу про термодинамічний характер зазначеного процесу, яка базується на наступних припущеннях: пароутворення відбувається в тонкому шарі мікроструктури, що знаходиться в безпосередній близькості до поверхні нагріву; масова витрата теплоносія в мікроструктурі гноту досить мала, щоб впливати на зміну картини розподілу рідини у середині гноту, який приймається повністю насиченим робочою рідиною. З термодинамічної точки зору даний процес є аналогічним до неадіабатичному дроселювання при дуже малих швидкостях потоку робочого тіла, тобто процес фазового переходу поблизу поверхні нагріву, а також ефекти підвищення температури і тиску, повністю визначаються підведеною теплотою і характеристиками мікроструктурованого гноту.

Для отримання аналітичного співвідношення, що дозволяє передбачати зміни тиску в гноті при неадіабатичних умовах, доцільно розглянути апроксимацію закону Дарсі для гнотових структур:

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{\mu \dot{m}}{\rho K F} \left(1 - \frac{\Delta p}{\rho r} \right). \quad (7)$$

Отже, співвідношення $\Delta p / \rho r$ слід сприймати в якості безрозмірного критерію, який визначає умови достатності підведеної теплоти до даного мікроструктурованого гноту з метою реалізації паросилового циклу в умовах нульової гравітації.

Відмінність рушійних сил, під дією яких конденсат повертається в зону випаровування робочої рідини, визначає різноманітність принципів функціонування двофазних систем терморегулювання, їх теплопередавальну спроможність з точки зору можливості транспорту теплоти на задану відстань з мінімальними термічним опором, фінансовими та матеріальними витратами, а також максимальним ступенем надійності. Пропонується проводити класифікацію систем терморегулювання на основі наступних принципів оцінки рушійних сил, які визначають їх працездатність: – характер рушійної сили (гравітаційний, капілярний, центрифугуючий, електрогідродинамічний тощо) може бути встановлений на основі аналізу загального рівняння збереження кількості руху, що й визначає тип та специфіку

конструкції відповідної системи терморегулювання;

- будь-який тип системи терморегулювання має забезпечити перенесення теплоти в якості своєї базової функції;
- дана система терморегулювання спроможна здійснити додаткові функції, окрім звичайного перенесення теплоти, тільки при достатньому потенціалі відповідної рушійної сили.

Складністю явищ, які протікають в мікроструктурах (висока інтенсивність процесів фазового переходу; перенос теплоти за допомогою конвекційного, кондукційного та радіаційного механізмів; рух нерівноважної парорідинної межі розділу фаз; вплив гравітаційних, інерційних, в'язкісних і капілярних сил та ін.), обґрунтовується доцільність застосування методів теорії подібності для аналізу відповідних процесів.

Класифікація можливих режимів руху парової фази в мікроструктурі і відповідних їм моделей ґрунтується на введенні числа Кнудсена, $Kn = \lambda/L$. При цьому на вибір характерного розміру впливають градієнти густини, швидкості, тиску та температури у відповідному потоці. Характерним параметром потоку в даному випадку є ефективний розмір комірки мікроструктури (діаметр пор, діаметр мікроканалу тощо).

У континуальній межі значення параметрів у різних точках мікродомена являють собою середні значення мікродинамічних характеристик в околиці даної точки. Це допущення дозволяє використовувати в якості основоположних рівнянь моделі рівняння Нав'є–Стокса та збереження енергії. Однак, ці континуальні уявлення, які відображають закони збереження маси, імпульсу та енергії, не працюють при кінцевих значеннях числа Кнудсена.

У загальному випадку, поведінка потоку рідини і процес теплообміну в мікроструктурах істотно відрізняються від закономірностей, прийнятих для макрорівня, коли класичні рівняння збереження успішно поєднуються з відповідними граничними умовами поблизу стінки, а ефекти ковзання для гідродинамічного прикордонного шару і температурного скачка для теплового пограничного шару відсутні. Ці дві граничні умови дійсні тільки якщо потік рідини поблизу поверхні стінки знаходиться в тепловій рівновазі, що не є апіорі справедливим для потоку газу на мікрорівні. У такому випадку моделі процесів переносу імпульсу та енергії повинні враховувати умову ковзання для швидкості і наявність скачка для температури. Крім того, актуальною проблемою для мікросистем є необхідність обліку в'язкісної дисипації, яка впливає на розподіл температури, виконуючи функцію індукованого напруженого зсуву джерела енергії.

Приймаючи в якості граничної умови сталість теплового потоку на стінці, для трьох різних випадків геометрії мікроструктур (мікротрубка, мікроканал між двома паралельними пластинами, мікрозазор між двома концентричними циліндрами) виконано аналіз за умов вимушеної конвекції внутрішнього стаціонарного ламінарного потоку ньютонівської рідини з постійними теплофізичними властивостями (теплопровідність та температуропровідність не залежать від температури).

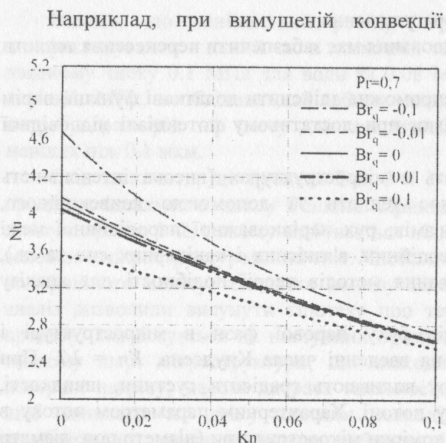


Рис. 21. Залежність Nu від Kn для різних значень Br_q для мікроканалу, утвореного двома паралельними пластинами

Для даної геометрії, на рис. 21 представлена залежність критерію Нусельта від числа Кнудсена для різних значень числа Брінкмана,

$$\frac{u}{u_m} = \frac{3}{2} \left[\frac{1 - (y/w)^2 + 4Kn}{1 + 6Kn} \right], \quad (8)$$

Як видно з рисунка, зростання значень Kn зменшує величину Nu через температурний скачок біля стінки мікроканалу. Таким чином,

$$Br_q = \frac{\mu u_m^2}{w q_w}$$

більш суттєвий вплив в'язкісної дисипації на інтенсивність теплообміну в мікросруктурах спостерігається при зниженні ефекту молекулярної дифузії. При цьому для вимушеної однофазної конвекції збільшення довжини вільного пробігу по відношенню до характерного розміру мікросруктурованого елемента завжди буде приводити до зниження ефективності процесу теплообміну.

У шостому розділі виконаний теплотехнічний аналіз та розроблено практичні рекомендації щодо застосування теплообмінників з локальними і мережевими випарними мікроканалами.

На основі аналізу теоретичних та експериментальних досліджень процесів переносу в мікротеплових трубках (МТТ), сформульовані теплофізичні обмеження щодо їх геометрії. Було прийнято, що капілярні ефекти визначаються малістю внутрішнього гідравлічного діаметра, а течія пари і рідини в МТТ є ламінарною. Показано, що гідродинамічна межа при таких припущеннях задовольняє нерівності:

$$Q_{\max} \leq \frac{\pi}{Z(\delta_{ext})} \cdot \frac{\sigma d^3}{v' L_0}, \quad (9)$$

де величина δ_{ext} , визначає оптимальну заправку МТТ, яка залежить тільки від теплофізичних властивостей теплоносія v''/v' і тиску насичення. Встановлено, що гідродинамічна межа мікротеплової трубки знижується при зменшенні її діаметра по кубічному закону d^3 .

При зіставленні теплових потоків, переданих МТТ і твердим тепловідводом, визначено, що область раціональних значень внутрішнього характерного розміру

МТТ має порядок $0.5 \cdot 10^{-3}$ м. Це означає, що для практичного застосування є перспективними МТТ з внутрішнім характерним розміром не менше 0.5 мм.

Більш ефективною системою тепловідведення представляються мікроканальні випарники (МКВ), які практично не досліджені з точки зору жаданої мініатюризації. Для локальних (одиначних) МКВ, які працюють в горизонтальному положенні або при невеликих кутах нахилу до горизонту, будуть справедливі оцінки, виконані для МТТ. Локальні МКВ, що працюють у вертикальному або поблизу вертикального положення, за своїм принципом дії аналогічні випарним термосифонам. У такому випадку фізичне обґрунтування малості внутрішнього розміру має бути пов'язано не з забезпеченням певного масштабу рушійних сил, а з умовами природної сепарації рідкої і парової фаз. Розрахунковим шляхом встановлено перспективний діапазон розмірів локальних МКВ: довжини від 0.1 до 0.3 м і внутрішнього діаметру від 0.3 до 2.0 мм.

У дисертації виконано порівняльний теплотехнічний аналіз теплообмінників типу газ – газ на основі локальних і мережкових МКВ. Для того, щоб узагальнити результати такого аналізу, були прийняті наступні умови порівняння: однофазний конвекційний теплообмін від гріючого і того, що нагрівається теплоносіїв з однаковими значеннями локальних і середніх коефіцієнтів теплопередачі для порівнюваних конструкцій ТА з МКВ, однакові масові витрати теплоносіїв та їхні теплофізичні властивості, однакові відносні напрямки руху теплоносіїв та умови обтікання (протіччя, поперечне обтікання і т.п.), однакові повні поверхні теплопередачі в зонах нагріву та охолодження.

Аналіз показує, що тільки для малих відношень $k_0 F_0 / 2C_0$ теплопередавальна спроможність теплообмінних апаратів з мережевими мікроканалами переважає аналогії з локальними МКВ пропорційно числу мікроканалів, об'єднаних в мережу. Зі зростанням значення $k_0 F_0 / 2C_0$ спостерігається зниження коефіцієнта пропорційності між теплопередавальними здатностями порівнюваних конструкцій теплообмінників до асимптотичного значення (при $k_0 F_0 / 2C_0 \gg 1$), яке відповідає половині числа об'єднаних в мережу мікроканалів.

На основі даного порівняльного аналізу стосовно теплообмінників на основі мережкових МКВ зроблено висновок, що перехід від локальних до мережкових МКВ в теплообмінних апаратах типу газ – газ дозволяє забезпечити максимальну теплотехнічну ефективність при їх комплектації з плоских мереж мікроканалів, розташованих по нормалі до напрямку руху теплоносіїв.

Для практичних застосувань здійснено порівняльний теплотехнічний аналіз теплообмінників типу газ – газ звичайної трубчастої конструкції і на основі МКВ. Розрахунки, виконані на основі розроблених методик порівняльного аналізу теплотехнічних і техніко-економічних показників двох типів теплообмінників, показали, що при температурних режимах, масових витратах теплоносіїв та геометрії теплопередавальних елементів, типових для застосування таких теплообмінників в системах терморегулювання, теплообмінні поверхні в апаратах з мережевими МКВ в 2 ... 7 разів нижче, ніж у традиційних теплообмінних апаратах; при цьому задовольняються обмеження щодо припустимих енерговитрат на прокачування теплоносіїв, які не перевищують 5 ... 10% переданої теплової

потужності (що не завжди можливо в традиційних теплообмінниках).

Застосування розгалуженої структури тепловідводів є одним з можливих шляхів підвищення ефективності охолодження об'єктів, які генерують потоки теплоти в заданому кінцевому об'ємі. Аналіз граничних випадків, коли мережа теплопровідних мікроканалів охоплює всю теплогенеруючу поверхню (тобто, ліній, розмірність яких $D = 1$, повністю покривають площину розмірності $D = 2$), дозволив знайти раціональне рішення задачі для випадку дробової розмірності $1 < D < 2$. Мережі, сконструйовані з таких мікроканалів, є фрактальними.

На основі уявлень про фрактальні розмірності та топологічні діаметри деревовидних структур, показані переваги фрактальних мережевих систем терморегулювання у порівнянні з паралельними мережами. При цьому збільшення рівнів розгалуження при заданих фрактальних розмірностях призводить до істотного зростання ефективності відведення теплоти від джерел тепловиділення.

Завдання інтенсифікації процесів теплообміну в діючих пристроях і апаратах, а також розробка нових перспективних способів терморегулювання втрачають свою практичну цінність, якщо проблема раціонального енергоспоживання не вирішується на системному рівні. Тому сьомий розділ дисертації присвячений розробці методики визначення енергетичної ефективності теплотехнічних систем (ТТС) на основі термоeconomicного аналізу, що забезпечує комп'ютерний моніторинг параметрів, які відповідають за працездатність та діагностику причин відхилень характеристик ТТС від проектних, в реальному часі.

Наголошується, що реалізація комп'ютерної діагностики ТТС, які містять мікроструктуровані елементи, можлива тільки за наявності об'єктивних модельних уявлень та експертних даних щодо процесів переносу в таких пристроях і теплофізичних властивостей робочих тіл.

При моделюванні роботи ТТС важливим фактором являється визначення такого набору цільових функцій, вибір яких здійснюється самою системою за допомогою

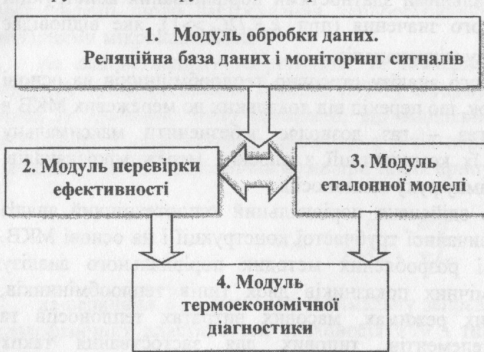


Рис. 22. Структурна схема системи термоeconomicної діагностики

поставлених пріоритетів. Вихідними даними для моделювання ТТС слугують склад її елементів, їхні характеристики та порядок взаємодії між ними. При цьому можливість пов'язувати причини витрат ексергії з їх впливом на місцевому та загальному рівні досягається шляхом подання ТТС не її фізичною структурою, утвореною відповідним обладнанням (в якій відбувається обмін матеріальними і енергетичними потоками), а функцією цілі, в якій враховується внесок кожного

компонента. Такий підхід, який іменується виробляючою структурою, інформує про взаємодію кожного компонента або групи компонентів для отримання певного ефекту.

При цьому встановлюється, як будь-яка несправність (неефективність) в системі впливає на додаткове споживання ресурсів, що і є кінцевою метою термоeconomicної діагностики.

Аналіз роботи ТТС обумовлює порівняння дійсної вартості споживаних енергоресурсів з необхідною для використання цієї системи в проектних умовах. При визначенні ефективності ТТС необхідно кількісно оцінити відхилення відносно штатних режимів для обладнання, яке забезпечує чинні значення виробляючих коефіцієнтів. Позитивне відхилення виробляючих коефіцієнтів ідентифікує присутність несправності (відхилення від штатного режиму роботи) і є причиною додаткової витрати енергії для отримання необхідного ефекту; при цьому всі потоки ексергії по відношенню до робочого тіла розділяються на термічні (T) та ізобаричні (P) компоненти.

З метою апробації ефективності запропонованого підходу для реальної аміачної холодильної установки (АХУ) АО «Одеса» розробка системи термоeconomicної діагностики була виконана модульним способом (рис. 22). На основі балансових рівнянь для елементів АХУ були послідовно визначені ексергетичні та економічні вартості всіх потоків та отримана система рівнянь для розрахунку ексергетичної та економічної вартостей, яка має наступний загальний вигляд:

$$Y = A^{-1} \cdot E, \quad (10)$$

де A – характеристична матриця системи; E – вектор зовнішньої оцінки; Y – вектор, який визначається (в залежності від вибору E , відіграє роль вектора ексергетичної або економічної вартості).

У відповідності з вищевикладеною концепцією розраховується додаткова ексергія, яка потрібна для зниження внутрішньоконцентних та структурованих її витрат шляхом порівняння робочого режиму АХУ з еталонним.

Аналіз отриманих результатів системної діагностики дозволив визначити, що в установці АХУ найбільш ефективно функціонує випарний блок, а найгірше – блок електроприводу компресора. Основна частина витрат у всіх підсистемах припадає на внутрішньоконцентні витрати ексергії (крім компресорного блоку, в якому співвідношення внутрішньоконцентних та структурованих витрат практично однаково).

Ідентифікація ефективних параметрів може бути реалізована шляхом визначення для кожної підсистеми мінімуму ексергоeconomicної вартості «продукту». На підставі знайдених локальних оптимумів підсистем визначаються відповідні ефективні величини вартостей всіх термодинамічних потоків в АХУ.

Аналіз енергетичних складових продемонстрував, що в робочому режимі витрата електроенергії збільшується на 5% у порівнянні з еталонним режимом. У свою чергу, реалізація ефективного режиму приведе до зниження витрат електроенергії на 6%, тобто щодо відношення до робочого режиму така економія може досягти 11%.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

У дисертації на основі комплексних експериментальних та розрахункових досліджень визначена і вирішена актуальна науково-технічна проблема інтенсифікації теплообміну у мікроструктурованих елементах систем терморегулювання з метою підвищення їх теплотехнічної ефективності, зменшення маси та габаритів.

Результати проведених досліджень дозволили сформулювати такі основні висновки:

1. Змочуваність і структура поверхні є основними факторами, які визначають поведінку мікрошарів, і тому істотно впливають на інтенсивність теплообміну при кипінні в мікроструктурах. Експериментальний аналіз впливу змочуваності поверхні мікроканалу на інтенсивність теплообміну при кипінні показав, що при низькій змочуваності відбувається лінійне зростання коефіцієнта тепловіддачі при збільшенні розміру мікроканалу. Більш висока змочуваність погіршує теплообмін для випадку, коли зазор над мікроканальною поверхнею складає 10 мм, що можна вважати наближенням до умов кипіння у вільному об'ємі. З іншого боку, зростання змочуваності поверхні сприяє інтенсифікації теплообміну для малих зазорів (від 0.25 до 1.0 мм).
2. Для досягнення однакових теплових потоків на поверхні з регулярною шорсткістю необхідний перегрів на 2 ... 4 °С менший, ніж для гладкої профільованої поверхні. Аналіз результатів розподілу тиску при течії робочих тіл в мікроканалах дозволяє приблизно оцінити границі застосування співвідношень Гагена – Пуазейля, які стають некоректними при співвідношенні висоти шорсткості і глибини каналу $h/H > 0,5$.
3. Поєднання поверхонь з мікроканальної пластини і сітчастих мікроструктур сприяє поліпшенню переносу теплоти завдяки зростанню капілярності і тонкоплівковому випаровуванню на поверхні сітки. При цьому сіткові мікроструктури з розміром комірки рівним або більшим у порівнянні з характерним розміром мікроканалу забезпечують більш інтенсивний теплообмін, ніж аналогічні структури з меншим розміром комірки.
4. Найбільш високі значення коефіцієнтів тепловіддачі характерні для мікроканалів прямокутного профілю, у яких глибина канавки в 2 рази перевершує ширину. Для прямокутних мікроканалів з однаковою площею поперечного перерізу коефіцієнт тепловіддачі приблизно на 10...15% вище для канавок, у яких глибина в два рази перевищує ширину в порівнянні з канавками, ширина яких в 2 рази перевершує глибину. Більш низькою ефективністю характеризуються мікроканали з трикутним та квадратним поперечним перерізом.
5. Втрати тиску через в'язкісне тертя і величина оптимального радіуса пор знижуються при збільшенні значення пористості мікроструктури. Вибір матеріалу мікроструктури, яка має в 2 рази вищу пористість, дозволяє в 3 ... 4 рази збільшити, а зменшення розміру пор на 5% відносно оптимальної величини, знижує майже на порядок наявний тиск в мікроструктурі.
6. Застосування комбінованих мікроструктур сприяє поліпшенню характеристик

теплопередачі, пов'язаних з капілярним обмеженням, обумовленим значенням приведенного тиску $p' < -1$.

7. Необхідною умовою забезпечення працездатності мікрокапілярних теплових двигунів в умовах нульової гравітації є створення промислової технології виготовлення мікроструктурованих гнотів з розміром пор меншим ніж 0.1 мкм.

8. Більш істотний вплив в'язкісної дисипації на інтенсивність теплообміну в мікроструктурах спостерігається при зниженні ефекту молекулярної дифузії. При цьому для вимушеної однофазної конвекції, збільшення довжини вільного пробігу по відношенню до характерного розміру мікроструктурованого елемента завжди буде приводити до зниження ефективності процесу теплообміну.

9. Доведено, що гідродинамічна межа мікротеплової трубки знижується при зменшенні її діаметра по кубічному закону d^3 , а не $d^{1.5}$ і $d^{2.3}$, як стверджується іншими авторами. Раціональні значення внутрішнього характерного розміру мікротеплової трубки мають порядок $0.5 \cdot 10^{-3}$ м.

10. Експериментальне дослідження впливу домішок компресорного масла в альтернативних холодоагентах на інтенсивність тепловіддачі при кипінні у вільному об'ємі показало, що коефіцієнт тепловіддачі РХМ на 20–40% нижче, ніж у чистого холодоагенту в аналогічних умовах. При цьому зі збільшенням концентрації домішок масла в холодоагенті від 2% до 9%, інтенсивність теплообміну знижується в середньому на 20%, що обумовлено змінами поверхневого натягу, в'язкості, а також кута змочування.

11. При експериментальному вивченні залежності коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні озонобезпечних холодоагентів R134a, R245fa, R600a і R236ea при вимушеному русі всередині трубчастих поверхонь від масової витрати і теплового навантаження в широкому діапазоні зміни паровмісту (режимів течії) визначено, що ефект впливу теплового навантаження на інтенсивність тепловіддачі в 1.5 ... 2.5 рази перевищує відповідний внесок масової витрати холодоагенту.

12. Для малих відношень $k_0 F_0 / 2C_0$, теплопередавальна спроможність теплообмінних апаратів з мережевими мікроканалами перевершує аналоги з локальними МКВ пропорційно числу мікроканалів, об'єднаних в мережу. Зі зростанням значення $k_0 F_0 / 2C_0$, спостерігається зниження коефіцієнта пропорційності між теплопередавальними спроможностями порівнюваних конструкцій теплообмінників до асимптотичного значення (при $k_0 F_0 / 2C_0 \gg 1$), яке відповідає половині числа об'єднаних в мережу мікроканалів. Перехід від локальних МКВ до мережвих МКВ в ТА типу газ – газ забезпечує максимальну теплотехнічну ефективність при комплектації ТА з плоских мереж мікроканалів, розташованих перпендикулярно до напрямку руху теплоносіїв.

13. На основі порівняльного аналізу техніко-економічних показників теплообмінників газ – газ двох типів – ТА з мережевими МКВ і традиційних рекуперативних ТА встановлено, що при характерних для СТР температурних режимах, витратах теплоносіїв та геометрії теплопередавальних елементів теплообмінні поверхні ТА з мережевими МКВ в 2 ... 7 разів менше, ніж у традиційних ТА. Для локальних мікроканальних випарників перспективними слід вважати внутрішні діаметри від 0.3 до 2.0 мм і довжини від 0.1 до 0.3 м.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, в яких опубліковані основні результати дисертації:

1. Косой Б.В. Рациональное энергоиспользование в холодильной технике [Текст] / Б.В. Косой // Холодильна техніка та технологія. – 1997. – № 57. – С. 36-38.
2. Косой Б.В. Обеспечение эффективной эксплуатации теплообменников с тепловыми трубами в газовой промышленности [Текст] / Б.В. Косой // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 1997. – № 6. – С. 45-46.
3. Косой Б.В. Термодинамическая теория конструкталов – мост к познанию природы [Текст] / Б.В.Косой // Холодильна техніка та технологія. – 1998. – № 58. – С. 42-47.
4. Косой Б.В. Концепция автоматизированного проектирования энергетических установок [Текст] / Б.В. Косой, П.Б. Ломовцев // Холодильна техніка та технологія. – 1998. – № 58. – С. 84-87. (Особистий внесок: постановка задачі, аналітичні дослідження)
5. Косой Б.В. Представление знаний об энергетических установках в экспертных системах [Текст] / Б.В. Косой, П.Б. Ломовцев // Холодильна техніка та технологія. – 1999. – № 63. – С. 77-80. (Особистий внесок: постановка задачі, аналітичні дослідження)
6. Косой Б.В. Термодинамічні критерії ефективності теплообмінних апаратів [Текст] / Б.В. Косой, В.Д. Бабченко // Холодильна техніка та технологія. – 1999. – № 60. – С. 90-94. (Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)
7. Косой Б.В. Проектирование оптимальных теплообменных систем методом стяжки [Текст] / Б.В. Косой, О.В. Банный // Холодильна техніка та технологія. – 2000. – № 66. – С. 18-23. (Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)
8. Смирнов Г.Ф. Влияние теплофизических характеристик на выбор геометрических параметров микротепловых трубок и пульсационных тепловых труб с капиллярными каналами [Текст] / Г.Ф. Смирнов, Б.В. Косой, И. Хаджибуред // Холодильна техніка та технологія. – 2001. – № 71. – С. 31-36. (Особистий внесок: участь в аналізі і обґрунтуванні результатів розрахунків)
9. Smirnov H.F. Refrigerating heat pipes [Text] / H.F. Smirnov, B.V. Kosoy // Applied Thermal Engineering. – 2001. – № 21. – P. 631-641. (Особистий внесок: аналітичне дослідження, аналіз та обґрунтування результатів)
10. Verkhivker G.P. On the exergy analysis of power plants [Text] / G.P. Verkhivker, B.V. Kosoy // Energy Conversion and Management. – 2001. – № 42. – P. 2053-2059. (Особистий внесок: аналітичне дослідження, аналіз та обґрунтування результатів)
11. Системная диагностика аммиачной холодильной установки [Текст] / П.Б. Ломовцев, Б.В. Косой, Е.В. Иванников, В.М. Новиков // Холодильна техніка та технологія. – 2002. – № 77. – С.16-19. (Особистий внесок: постановка задачі, аналітичне дослідження, аналіз та обґрунтування результатів)
12. Косой Б.В. Гидродинамика комбинированных пористых структур [Текст] / Б.В. Косой // Холодильна техніка та технологія. – 2003. – № 4 (84). – С. 95-98.

13. Косой Б.В. Термодинамика капиллярных насосов [Текст] / Б.В. Косой // Холодильна техніка та технологія. – 2003. – № 5 (85). – С. 17-21.
14. Косой Б.В. Теоретические основы микрокапиллярных тепловых двигателей [Текст] / Б.В. Косой // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 4. – С. 324-325.
15. Косой Б.В. Терморегулирование тепловых потоков высокой плотности сетевыми системами охлаждения [Текст] / Б.В. Косой, Д.Н. Никитин // Холодильна техніка та технологія. – 2003. – № 6 (86). – С. 13-18. (Особистий внесок: постановка задачі, аналітичне дослідження, аналіз та обґрунтування результатів)
16. Никитин Д.Н. Моделирование температурных полей в кремниевых микроканалах [Текст] / Д.Н. Никитин, Б.В. Косой // Холодильна техніка та технологія. – 2004. – № 5 (92). – С.59-64. (Особистий внесок: постановка задачі, аналітичне дослідження, аналіз та обґрунтування результатів)
17. Косой Б.В. Теплотехнический анализ и практические рекомендации по применению теплообменников с локальными и сетевыми испарительными микроканалами [Текст] / Б.В. Косой, Д.Н. Никитин, Г.Ф. Смирнов // Промышленная теплотехника. – 2005. – Т.27, № 1. – С.41-49. (Особистий внесок: аналітичне дослідження, виконання розрахунків)
18. Kosoy V.V. Heat pipes / V.V. Kosoy // Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology, Fifth Edition. – John Wiley & Sons, Inc., USA, 2005. – P. 23-37.
19. Косой Б.В., Моделирование микрокапиллярных систем [Текст] / Б.В. Косой // Тематичний збірник наукових праць / Обладнання та технології харчових виробництв. – 2006. – Вип. 11. – С. 30-42.
20. Kosoy V.V. Microchannels in macro thermal management solutions [Text] / V.V. Kosoy // Thermal Science. – 2006. – Vol. 10, № 1. – P. 81-98.
21. Косой Б.В. Основы подобия процессов переноса в двухфазных теплопередающих системах [Текст] / Б.В. Косой // Наукові праці / Одеської національної академії харчових технологій. – 2007. – Т. 1, Вип. 30. – С. 241-250.
22. Косой Б.В. Экспериментальное исследование возможностей фторопластовых змеевиковых испарительных термосифонов [Текст] / Б.В. Косой, Д.Н. Никитин, Г.Ф. Смирнов // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т. 29, № 3. – С. 47-54. (Особистий внесок: аналітичне дослідження, виконання розрахунків)
23. Kosoy V.V. Modeling of miniaturized two-phase thermal-control systems [Text] / V.V. Kosoy, D.N. Nikitin, // Heat Transfer Research. – 2007. – Vol. 38, № 7. – P. 601-611. (Особистий внесок: аналітичне дослідження, виконання розрахунків)
24. Influence of compressor oil admixtures on theoretical efficiency of a compressor system [Text] / V.V. Kosoy, V.P. Zhelezny, S.V. Nichenko et al. // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32, № 7. – P. 1526-1535. (Особистий внесок: аналіз та обґрунтування результатів)
25. Kosoy B.V. Numerical simulation of two-phase flows in micro-systems [Text] / B.V. Kosoy // International Review of Chemical Engineering (I.R.E.C.H.E.). – 2010. – Vol. 2 (2). – P. 310-318.
26. Smirnov H. Transport phenomena in two-phase thermal spreaders/ H. Smirnov, B. Kosoy [Text] // Microfluidics based microsystems-fundamentals and applications / S.

- Kakaç, B. Kosoy, D. Li, A. Pramuanjaroenkij (eds.) // Springer, NATO Science for Peace and Security Series A: Chemistry and Biology, 1st Edition. – 2010 – P. 121 – 138. *(Особистий внесок: аналіз та обґрунтування результатів)*
27. Экспериментальное исследование процессов кипения растворов хладагент/масло в свободном объеме – часть 1: экспериментальный стенд для исследования процессов кипения в свободном объеме. Результаты тарировочного эксперимента [Текст] / С.С. Крижановський, І.В. Олійник, Ю.В. Семенюк и др. // Холодильна техніка та технологія. – 2011. – № 1. – С. 10-16. *(Особистий внесок: аналіз та обґрунтування результатів)*
28. Экспериментальное исследование процессов кипения растворов хладагент/масло в свободном объеме – часть 2: исследование кипения в свободном объеме изобутана и его растворов с компрессорным маслом [Текст] / С.С. Крижановський, І.В. Олійник, Ю.В. Семенюк и др. // Холодильна техніка та технологія. – 2011. – № 3. – С. 16-23. *(Особистий внесок: аналіз та обґрунтування результатів)*
29. Экспериментальное исследование процессов кипения растворов хладагент/масло в свободном объеме – часть 3: анализ корреляции для расчёта коэффициента теплоотдачи при кипении растворов хладагент/масло в свободном объеме [Текст] / С.С. Крижановський, І.В. Олійник, Ю.В. Семенюк и др. // Холодильна техніка та технологія. – 2011. – Т. 125, № 4. – С. 31–37. *(Особистий внесок: постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)*
30. Экспериментальные исследования парообразования на профилированных поверхностях [Текст] / О.Г. Бурдо, Б.В. Косой, М.И. Слободенюк, А.А. Кондратенко // Наукові праці / Одеської національної академії харчових технологій. – Одеса, 2012. – Т. 2, вып. 41. – С. 183–185. *(Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)*
31. Косой Б.В. Особенности экспериментального исследования процесса кипения в микроканалах [Текст] / Б. В. Косой, О. Г. Бурдо, М. И. Слободенюк // Холодильна техніка та технологія. – 2012. – № 6. – С. 31–41. *(Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)*
32. Косой Б.В. Технология микроканального испарительного терморегулирования [Текст] / Б.В. Косой, У. Утака, М.И. Слободенюк // Холодильна техніка та технологія. – 2013. – №6 (146). – С. 49–54. *(Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналітичне дослідження, аналіз та обґрунтування результатів)*
33. Экспериментальное исследование критического теплового потока при кипении недогретого этанола в микроканалах [Текст] / М. И. Слободенюк, О. Г. Бурдо, А. А. Кондратенко, Б.В. Косой // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35(7). – С. 53–58. *(Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)*
34. Экспериментальные исследования процесса парообразования на микрокапиллярных структурах плоских тепловых труб [Текст] / А. А. Кондратенко, О. Г. Бурдо, Б. В. Косой, М. И. Слободенюк // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35 (7). – С. 82–87. *(Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)*
35. Experimental study of evaporation at microgroove surfaces [Text] / O. G. Burdo, B. V.

Kosoy, G. F. Smirnov, M. I. Slobodeniuk // Heat Pipe Science and Technology, An International Journal – 2013. – Vol. 4. – P. 119–131. *(Особистий внесок: аналіз та обґрунтування результатів)*

Публікації апробаційного характеру:

1. Kosoy B.V. Wick pumping technology [Text] / B.V. Kosoy // NATO ASI on Emerging Technologies and Techniques in Porous Media. – Ovidius University Press. – 2003. – P. 198–208.
2. Kosoy B.V. Thermodynamic analysis of micro–capillary systems [Text] / B.V. Kosoy // Proc. International Conference on Applications of Porous Media 2004, Évora, Portugal, May 24–27, 2004. – P. 449–456.
3. Kosoy B.V. Thermal Analysis of Plastic Serpentine–Type Microchannel Evaporators [Электронный ресурс] / B.V. Kosoy, A. Mehmet // ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE2007): материалы конф. – Seattle, USA, November 11–15, 2007. – 1 електрон. опт. диск (CD–ROM). – Загол. з етикетки диска. *(Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)*
4. Kosoy B.V. Microfluidic refrigeration platforms: strengths and limitations [Text] / B.V. Kosoy // Proc. Int. Congress of Refrigeration: материалы конф. – August 21–26, Prague, 2011. – 1 електрон. опт. диск (CD–ROM). – Загол. з етикетки диска.
5. Kosoy B.V., Peculiarities of heat transfer on micro–structured surfaces / B.V. Kosoy, Y. Utaka // Proc. 50th National Heat Transfer Symposium of Japan, Sendai, Japan, May 29–31, 2013. – Vol. II+III, D211. – P. 342–343. *(Особистий внесок: висунення ідеї, постановка задачі, аналіз та обґрунтування результатів)*

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²К); F – площа поверхні теплообміну, м²; C – повна теплоємність потоку, Вт/К; D – фрактальна розмірність; СТР – система терморегулювання; КА – космічний апарат; РХМ – розчин холодоагент – масло; ЗВТС – змієвиковий випарний термосифон; КТП – критичний тепловий потік; МТТ – мікротеплова трубка; МКВ – мікроканальний випарник; ТТС – теплотехнічна система; АХУ – аміачна холодильна установка; ТА – теплообмінний апарат.

АНОТАЦІЯ

Косой Б.В. Науково-технічні основи інтенсифікації теплообміну у мікроструктурованих елементах систем терморегулювання. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Одеська національна академія харчових технологій Міністерства освіти і науки України, Одеса, 2015р.

Дисертаційну роботу присвячено комплексному експериментальному та теоретичному вирішенню важливої науково-технічної проблеми – інтенсифікації теплообміну у мікроструктурованих елементах систем терморегулювання з метою підвищення їх теплотехнічної ефективності, зменшення маси та габаритів.

Виконано комплекс експериментальних та розрахункових досліджень характеристик процесів двофазного теплообміну при кипінні в макродоменах та на мікроструктурованих поверхнях.

Для мікроканальних випарників виявлена специфіка впливу змочуваності та структури поверхні на інтенсивність процесу тепловіддачі, встановлені залежності їх теплопередавальної спроможності від форми поперечних перерізів і співвідношень між глибиною та шириною прямокутних мікроканалів.

На прикладах тривимірних течій в шорсткуватих мікроканалах досліджено можливості комп'ютерного моделювання процесів переносу імпульсу та теплоти у мікроструктурах.

Проведено теоретичний аналіз особливостей гідродинамічних і теплообмінних процесів, що протікають в мікроструктурах, який продемонстрував можливості інтенсифікації теплообміну при кипінні шляхом оптимізації теплотехнічних характеристик мікроструктури та використання комбінованих мікроструктур різної пористості. Показано переваги застосування безрозмірних критеріїв подібності для оцінки можливостей інтенсифікації тепловіддачі у мікроструктурованих теплообмінних елементах систем терморегулювання.

На основі теплотехнічного аналізу розроблено практичні рекомендації щодо застосування теплообмінників з локальними і мережевими мікроканалами, а також запропонована методика діагностування енергетичної ефективності теплотехнічних систем, що дозволяє ідентифікувати оптимальні з ексергоекономічної точки зору режими експлуатації.

Ключові слова: мікроструктурований елемент, інтенсифікація двофазного теплообміну, система терморегулювання, енергетична ефективність, змочуваність та структура поверхні, мікроканал, теплопередавальна спроможність, капілярний тиск, кипіння, критичний тепловий потік.

АННОТАЦИЯ

Косой Б.В. Научно-технические основы интенсификации теплообмена в микроструктурных элементах систем терморегулирования. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени доктора технических наук по специальности 05.14.06 – «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика». – Одесская национальная академия пищевых технологий Министерства образования и науки Украины, Одесса, 2015г.

Диссертационная работа посвящена комплексному экспериментальному и теоретическому решению важной научно-технической проблемы – интенсификации теплообмена в микроструктурных элементах систем терморегулирования с целью повышения их теплотехнической эффективности, уменьшения массы и габаритов.

Выполнен комплекс экспериментальных и расчётных исследований характеристик процессов двухфазного теплообмена при кипении в макродоменах и на микроструктурных поверхностях.

Для микроканальных испарителей выявлена специфика влияния смачиваемости и структуры поверхности на интенсивность процесса теплоотдачи, установлены зависимости их теплопередающей способности от формы поперечных сечений и соотношений между глубиной и шириной прямоугольных микроканалов.

На примерах трёхмерных течений в шероховатых микроканалах исследованы возможности компьютерного моделирования процессов переноса импульса и теплоты в микроструктурах.

Проведён теоретический анализ особенностей гидродинамических и теплообменных процессов, протекающих в микроструктурах, продемонстрировавший возможности интенсификации теплообмена при кипении путём оптимизации теплотехнических характеристик микроструктуры и использования комбинированных микроструктур различной пористости. Показаны преимущества применения безразмерных критериев подобия для оценки возможностей интенсификации теплоотдачи в микроструктурных теплообменных элементах систем терморегулирования.

На основе теплотехнического анализа разработаны практические рекомендации по применению теплообменников с локальными и сетевыми микроканалами, а также предложена методика диагностики энергетической эффективности теплотехнических систем, позволяющая идентифицировать оптимальные с эксергоэкономической точки зрения режимы эксплуатации.

Ключевые слова: микроструктурный элемент, интенсификация двухфазного теплообмена, система терморегулирования, энергетическая эффективность, смачиваемость и структура поверхности, микроканал, теплопередающая способность, капиллярное давление, кипение, критический тепловой поток.

ABSTRACT

Kosoy B.V. Scientific and engineering fundamentals of heat transfer enhancement in thermal control systems' microstructural elements. – Manuscript.

Dissertation for the Doctor of Science (Engineering) degree, specialty 05.14.06 – «Engineering Thermophysics and Industrial Heat-and-Power Engineering».– Odessa National Academy of Food Technologies, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2015.

Accounting that increasing in heat fluxes combined with the reduction in micro-system sizes has motivated the development of more efficient thermal management techniques, the thesis is devoted to integrated experimental and theoretical solution of essential scientific and engineering problem: heat transfer enhancement in the thermal control systems' microstructural elements in order to increase their thermal efficiency, and to reduce weight and dimensions.

Mutual experimental and computational studies of the two-phase heat transfer processes characteristics are realized both at boiling in macrodomains and on microstructural surfaces.

Specifics of the wettability and surface structure effects on the intensity of the heat transfer process are confirmed for microchannel evaporators. Besides, the interrelations between the heat transfer capability and both cross-sectional shapes and rectangular microchannels' depth and width ratios are determined.

Experimental results for heat transfer and critical heat flux during the flow boiling of subcooled ethanol in microchannel heat sink consisting of 28 rectangular channels with hydraulic diameter of 0.5 mm is reported. The ethanol velocities range between 0.5...1 m/s and inlet temperatures 48, 58 and 68 °C are considered. It was shown that onset of the critical heat flux is directly related to the hydraulic instabilities which result in the emission of vapor into the inlet manifold, when subcooling of the fluid significantly affects the value of critical heat flux, especially at high flow rates.

The boiling instabilities experienced in microchannels are one of the major causes for heat transfer reduction. These instabilities occur at lower mass fluxes as the inertia of the incoming liquid is insufficient to prevent the liquid from rushing back. As a result of the instabilities, the walls of the microchannels remain exposed to the expanding vapor bubble, creating local dryouts on the wall and causing heat transfer deterioration.

Potentials of computer simulations for momentum and heat transport in the microstructures are investigated basing on the three-dimensional flows in rough microchannels cases.

The analytical studies are conducted for hydrodynamic and heat transfer processes occurring in the microstructures. The potential is proved for boiling heat transfer enhancement by means of the microstructure thermal characteristics optimization and combined microstructures of different porosity applications. The advantages of dimensionless similarity criteria are demonstrated for the assessment of heat transfer enhancement feasibility for thermal control systems' heat exchangers microstructural elements.

It was evidenced that the maximum scale of each type of driving forces can be estimated with respect to the conditions of the corresponding sample and the physical nature of these forces. As an example, the maximum scale of capillary forces can be appraised when the minimum value of pore radius is known, what can be achieved with respect to the selected working fluid surface tension. This last feature will depend upon temperature level, the compatibility requirements, etc.

Practical recommendations on the application of heat exchangers with local and network microchannels are elaborated based on the thermal engineering analysis principles. The method of thermal systems energy efficiency diagnostics is developed allowing identification of optimal operational modes with respect to the exergo-economics approach.

Keywords: microstructural element, two-phase heat transfer enhancement, thermal control system, energy efficiency, wetting and surface structure, microchannel, heat transfer capacity rate, capillary pressure, boiling, critical heat flux.

Підписано до друку 02.02.2015 р.
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times. Друк різнографічний.
Зам. № 6. Тираж 120 прим.

Надруковано ТОВ "Зовнішрекламсервіс"
65011, м.Одеса, вул. Успенська, 40.
тел. 37-70-76, 777-70-76