

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»



КОЗАК ДМИТРО ВІТАЛІЙОВИЧ

УДК 696.48-67:536.248

**ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМБІНОВАНОГО СОНЯЧНОГО
КОЛЕКТОРА НА ОСНОВІ АЛЮМІНІЄВИХ КАНАВЧАТИХ ТЕПЛОВИХ
ТРУБ**

Спеціальність 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Хайрнасов Сергій Манісович,
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
м. Київ, старший науковий співробітник кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Василенко Сергій Михайлович,
Національний університет харчових технологій,
м. Київ, завідувач кафедри теплоенергетики та холодильної техніки.

кандидат технічних наук
Середа Володимир Володимирович,
Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, доцент кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин

Захист відбудеться «___» _____ 2019 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.09 Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37, корпус 5, аудиторія 307.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37.

Автореферат розісланий «___» _____ 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



В.І. Коньшин

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В останні десятиліття змінилася тенденція розвитку енергетики в світі внаслідок пошуку людством вискоефективних, екологічно чистих енергетичних технологій. Головною проблемою стало високе енергоспоживання і забруднення навколишнього середовища різними видами промислової та побутової техніки. Одним із основних споживачів енергії, а також джерелом забруднення є житлові будівлі. Країни Євросоюзу вживають посилені заходи з підвищення енергоефективності та екологічного рівня свого житлового сектору. Сьогодні в Євросоюзі виконується програма, яка передбачає перехід до будівництва будинків з нульовою енерговитратою – пасивний будинок з 2020 року. Така програма спрямована на різке зниження витрати енергії на центральне опалення, гаряче водопостачання, додаткове опалення, системи вентиляції та кондиціонування, освітлення будівель. Основним її завданням є розробка технічних рішень, що дають змогу ефективно використовувати відновлювальні джерела енергії, зокрема сонячну енергію. У цьому аспекті, з урахуванням конструктивних особливостей використання сонячних теплових та електричних систем, актуальним є спрощення їх інтеграції та використання зазначених систем як елементів дахів і фасадів будівель.

Сьогодні традиційні конструкції плоских сонячних колекторів широко використовуються у всьому світі. Однак, з огляду на їх типові конструкції, існують певні проблеми з їх інтеграцією в будівлі. Хороші перспективи відкриває використання теплових труб (ТТ) як автономних елементів сонячних колекторів. Але використання мідних ТТ у конструкціях вискоефективних вакуумних колекторів також ускладнює їх інтеграцію за рахунок типової та обмеженої конструкції абсорбуючої вакуумної колби. Крім того, такі конструкції досить дорогі. У цьому напрямі було б цікаво розв'язати задачу застосування більш гнучких і дешевих конструктивних рішень із використанням алюмінієвих ТТ з канавчатою капілярною структурою.

Застосування алюмінієвих канавчатих теплових труб (АКТТ) як елемента теплопоглинальної поверхні (ТП) комбінованого сонячного колектора (КСК) дає змогу підвищити ефективність системи в цілому. За рахунок інтенсивних процесів теплообміну в ТТ фотоелектричні перетворювачі (ФЕП) КСК і фотоелектричної батареї (ФЕБ) будуть працювати у відмінних температурних режимах роботи. При додатковому охолодженні ефективність фотоелементів КСК буде вищою порівняно з фотоелементами ФЕБ.

Технологія виготовлення АКТТ дає можливість отримати оптимальну капілярну структуру (КС), яка вирізняється високими теплотехнічними і гідродинамічними характеристиками порівняно з іншими відомими типами структур. Використання АКТТ дає можливість розробити конструкцію КСК модульною та спростити експлуатацію сонячної енергетичної системи (СЕС).

Крім того, ТТ є одним із основних елементів, що впливають на ефективність функціонування таких конструкцій КСК. Тому дослідження теплотехнічних характеристик (інтенсивності теплообміну в зонах випаровування та конденсації,

граничних теплових потоків) АКТТ та впливу їх конструктивних особливостей на ефективність КСК обумовлюють актуальність теми дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертації тісно пов'язана з тематикою фундаментальних і прикладних досліджень, що проводяться кафедрою АЕС і ІТФ КПІ ім. Ігоря Сікорського у напрямі розробки високоефективних теплопередавальних систем алюмінієвих ТТ і є складовою таких науково-дослідних робіт:

1. «Розробка та дослідження комбінованого сонячного колектора на основі алюмінієвих теплових труб для ефективного перетворення сонячної енергії в електричну та теплову», № ДР 0115U000382;

2. «Алюмінієві двофазні теплотранспортні системи з розділенням потоків пари та рідини для енергоефективних технологій», № ДР 0117U004283;

3. Міжнародний науково-технічний проект УНТЦ «Гібридний тепло-електричний сонячний колектор на базі теплових труб», № 5275;

4. Міжнародний науково-технічний проект УНТЦ «Алюмінієва парова камера», Р694.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є вивчення основних теплотехнічних характеристик КСК, покращення його ефективності та технологічних показників застосуванням профільних алюмінієвих ТТ із КС канавчатого типу.

Для досягнення зазначеної мети необхідно розв'язати такі основні задачі:

1. Розробити конструкцію АКТТ, що призначена для використання в КСК.
2. Провести експериментальні дослідження теплотранспортних характеристик, розроблених конструкції АКТТ і виявити фактори, що впливають на їх ефективність та ефективність КСК на їх основі.

3. Провести теоретичні та експериментальні дослідження теплових процесів в АКТТ у режимі термосифона, призначених для використання в КСК, та розробити методи підвищення ефективності таких конструкцій АКТТ.

4. Розробити конструкцію КСК на основі АКТТ.

5. Розробити методики та провести експериментальні дослідження КСК з метою визначення факторів, що впливають на його ефективність.

6. Розробити аналітичну модель КСК з АКТТ для поглибленого вивчення специфіки процесів теплообміну і ступеня їх впливу на ефективність такого колектора. На основі аналітичної моделі та ексергетичного аналізу роботи КСК з АКТТ визначити оптимальні режими його функціонування, враховуючи кліматичні умови України.

7. На основі проведеного аналізу отриманих розрахункових і експериментальних даних розробити рекомендації щодо конструювання, вказівки і методики щодо інженерних розрахунків та технологій виготовлення КСК з ТТ.

До основних елементів більшості СЕС належить ТП. Головна задача, що постає перед інженерами на перших етапах виготовлення СЕС, – розробка надійної та гнучкої конструкції теплопоглинального елемента, що забезпечить ефективний відвід теплоти від його ТП.

Іншим конструктивним варіантом є КСК. При їх розробці стоїть подвійна задача: вони мають забезпечувати якісний відвід теплоти, і водночас конструкція теплопоглинального елемента повинна підтримувати відповідний температурний рівень ТП у різних режимах роботи, що забезпечить високу ефективність роботи КСК.

Об'єкт дослідження – процеси теплообміну в комбінованому сонячному колекторі з алюмінієвими канавчатими тепловими трубами.

Предмет дослідження – закономірності теплофізичних процесів та вплив геометричних і режимних факторів на теплообмінні процеси в комбінованому сонячному колекторі з алюмінієвими канавчатими тепловими трубами.

Методи дослідження. В основу дослідження покладені методи теорії теплообміну і гідродинаміки для аналізу процесів, що характеризують роботу АКТТ, метод математичного моделювання для аналізу процесів теплообміну в АКТТ, аналітичні й експериментальні дослідження теплотехнічних характеристик АКТТ.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Уперше отримано експериментальні дані та проведено аналіз впливу геометричних характеристик (діаметра парового простору і довжини зони нагріву): за геометричних характеристик зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002-0,04$ на значення граничної густини теплового потоку АКТТ у режимі термосифона. Отримані результати дають змогу визначити оптимальні геометричні характеристики ТТ для її використання в режимі термосифона у складі КСК.

2. Уперше отримано критеріальну залежність впливу температури/тиску насиченої пари на інтенсивність тепловіддачі при кипінні в АКТТ у режимі термосифона, що дає змогу розрахувати значення коефіцієнта тепловіддачі в діапазоні температур насиченої пари робочої рідини від +30 до +90 °С за геометричних характеристик зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002-0,04$, коефіцієнта заповнення робочою рідиною ТТ $\varepsilon = 0,2-0,8$ і кута нахилу відносно горизонту $\varphi = 15-90^\circ$.

3. Розроблено нову аналітичну модель для аналізу процесів теплообміну в КСК з АКТТ, що працює в режимі термосифона, головною особливістю якої є спільний розгляд процесів переносу тепла і маси, що порівняно зі звичайними методиками розрахунку КСК з ТТ дає змогу описати роботу КСК за граничних умов третього роду і зі змінною густиною теплового потоку.

4. Уперше проведено експериментальний аналіз КСК порівняно з іншими СЕС. У результаті виявлено найбільш оптимальні режими експлуатації КСК з АКТТ, які працюють у режимі термосифона.

5. Розроблено методика для оптимізації та проведення інженерних розрахунків теплотехнічних характеристик КСК з АКТТ.

Матеріал дисертації розширює аспекти наукових знань про теплові процеси в КСК з АКТТ, що працюють у режимі термосифона. Виконана робота відкриває перспективи розроблення і виготовлення надійних та високотехнологічних КСК з АКТТ.

Практичне значення результатів роботи. В рамках виконання роботи створено принципово нову конструкцію КСК для одночасного виробництва теплової та електричної енергії на основі високоефективних теплопередавальних пристроїв – АКТТ і ФЕП, які працюють в оптимальному температурному режимі.

ТТ дають можливість організувати ефективне охолодження кремнієвих ФЕП, що дає змогу знизити їх температуру з 80–120 до 40–50 °С. Це збільшує вихідну електричну потужність ФЕБ приблизно в 2 рази, що дає приріст електроенергії на 50–60 Вт з одного квадратного метра. Завдяки ізотермічній поверхні ТТ під ФЕП приріст ККД ФЕБ становить до 2-3 %.

Крім електроенергії, одночасно отримано до 450 Вт теплоти з 1 м² ТП (для підігріву води) за рахунок ефективного охолодження ФЕП за допомогою АКТТ і малогабаритного теплообмінника з низьким гідравлічним опором.

Робота належить до пріоритетних прикладних досліджень і, за своїми результатами, є актуальною для декількох суміжних галузей науки (електротехніки, теплофізики, електроніки, матеріалознавства).

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, удосконалення аналітичної моделі теплопередачі АКТТ в режимі термосифона, розробка аналітичної моделі теплообміну в КСК, розробка інженерної методики розрахунку КСК, моделювання, систематизація, обробка й аналіз експериментальних даних, висновки, що становлять суть дисертації, сформульовані та виконані автором самостійно. Здобувачем особисто запропоновано: ідею підвищення ефективності КСК за рахунок охолодження і температурній стабілізації ФЕП; концепцію створення фасадних комбінованих сонячних колекторів на основі АКТТ; основи технології виготовлення КСК і АКТТ з теплоносієм н-пентан, ацетон, метанол, етанол, фреон 113, фреон 141 для застосування в режимі термосифона; програми та методики випробувань комбінованих сонячних колекторів з АКТТ для сонячних енергетичних систем.

Апробація результатів дисертації. Результати та основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на: XV Мінському міжнародному форумі з тепло- і масообміну (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 23-26 травня 2016); Конференції з розвиненого будівництва (Італія, м. Брессаноне, 28-29 жовтня 2014); Конференції «Дні відновлювальної енергетики» (Австрія, м. Уельс, 22-27 лютого 2015); IX Міжнародному семінарі «Теплові труби. Теплові насоси. Холодильники. Джерела енергії» (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 7-10 вересня 2015); XII, XIII, XV Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Україна, м. Київ, 22-25 квітня 2014, 21-24 квітня 2015, 25-28 квітня 2017); XVI, XVII, XVIII Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та електронні технології» (Україна, м. Одеса, 24-28 травня 2015, 23-27 травня 2016, 22-26 травня 2017).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 19 наукових праць, у тому числі 7 статей у наукових фахових виданнях (з них 2 статті – у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз, 5

статей – у виданнях іноземних держав), 12 тез доповідей у збірниках матеріалів конференцій.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, 6 основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 153 наукові праці, 5 додатків. Повний обсяг роботи становить 223 сторінки та включає 11 таблиць, 90 рисунків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, показано її зв'язок із науковими програмами КПІ ім. Ігоря Сікорського, сформульовано мету і задачі дослідження, представлено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, відображено особистий внесок автора, надано відомості про апробацію результатів роботи, публікації, структуру та обсяг дисертації.

У **першому розділі** розглядається сучасний стан розроблення КСК – інтегрованої системи, яка являє собою поєднання ФЕП і сонячного теплового колектора, що уможливорює одночасне перетворення сонячної енергії на електричну та теплову. В сучасних конструкціях КСК використані результати наукових досліджень відомих учених Л.Л. Васильєва, М. Вольфа, Т. Бергене, М. Ловвіка, Пей Гангома, Фу Хуаде та інших.

На основі проведеного аналізу зроблено висновок, що найбільш актуальними для застосування в КСК є алюмінієві ТТ із поздовжніми аксіальними канавками. Аргументом для вибору цього типу ТТ є достатньо висока теплопередавальна здатність, низький гідравлічний опір і проста та надійна КС при роботі АКТТ у режимі термосифона, що суттєво впливає на технологію виготовлення і собівартість ТТ, модульна конструкція КСК і спрощення її інтеграції в конструктивні елементи будівель.

Такий підхід передбачає застосування в конструкції КСК як ТП алюмінієвих канавчатих ТТ. Сучасні методи виготовлення профільних конструкцій, а саме метод екструзії, дають змогу отримати суцільну алюмінієву оболонку ТТ з плавниковими елементами (ребрами) для розміщення на них ФЕП. Технологія виготовлення алюмінієвого профілю зі сплаву 6060/6063 дає можливість отримувати оптимальну конструкцію прокату і виготовляти легкі, дешеві, міцні, надійні та високотеплопровідні оболонки канавчатих ТТ для КСК.

Комплексне розв'язання поставлених задач дало змогу отримати рекомендації щодо конструювання, методики розрахунку і проектування надійних, технологічних і недорогих КСК з алюмінієвими ТТ, що відкриває шлях промислому виробництву та ефективному впровадженню їх у різноманітні галузі народного господарства України.

У **другому розділі** розглянуті: дослідні зразки АКТТ (табл. 1, рис. 1), експериментальна установка і методика дослідження теплотехнічних характеристик АКТТ, дослідні зразки КСК (табл. 2, рис. 2), сонячних колекторів і фотобатареї, експериментальні установки і методика дослідження КСК.

Основним дослідним об'єктом є КСК. Також для порівняння його теплових і електричних характеристик були проведені дослідження двох зразків звичайного

плоского СК і ФЕБ. Усі зразки, щоб отримати рівноцінні дані по їх характеристиках і мати можливість порівняти їх між собою, мали однакову площу ТП.

Для проведення експериментальних досліджень теплотехнічних характеристик сонячних перетворювачів і АКТТ були розроблені експериментальні стенди з інформаційно-вимірною системою, конструкція яких дає змогу враховувати особливості вимірювання теплотехнічних характеристик дослідних зразків за заданих умов її функціонування.

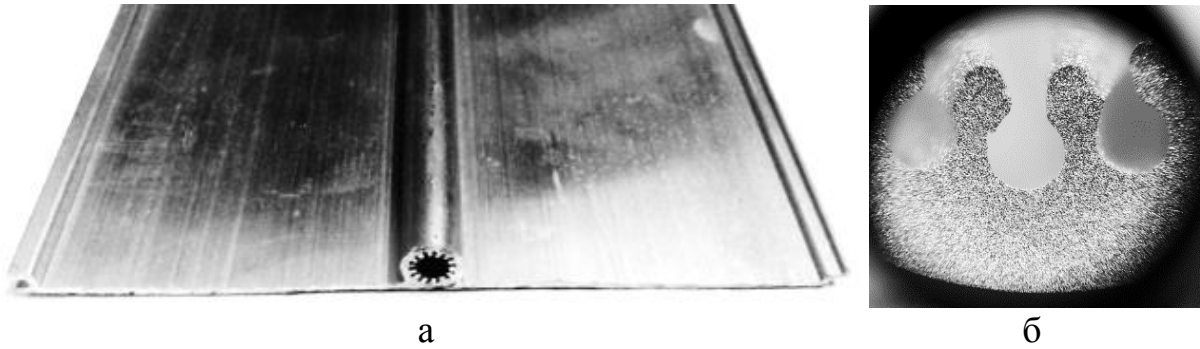


Рис. 1. Профіль оболонок теплових труб: а – зразок профілю; б – форма капілярної структури.

Таблиця 1

Геометричні параметри експериментальних зразків АКТТ

Зовнішній діаметр АКТТ, мм	8	10	12,5	14	17
Діаметр парового простору	3,6	5	6	7,5	8,9
Загальна довжина, м	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Довжина зони нагріву, м	0,75	0,25/0,5/0,75	0,75	0,75	0,75
Довжина зони конденсації, м	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
Кількість канавок, шт.	12	14	16	19	19
Тип канавок	Ω	Ω	Ω	Ω	Ω
Глибина канавки, мм	1,2	1,65	1,75	1,75	2,4
Ширина канавки, мм	0,4	0,55	0,65	0,7	1

Характеристики сонячних перетворювачів

Характеристики	ФЕБ	СК з АКТТ	КСК з АКТТ
Габарити ТП, мм	1000×500	1100×500	1100×500
Кількість АКТТ, шт.	–	4	4
Кількість ФЕП, шт.	36	–	36
Максимальна електрична потужність, Вт	75	–	75
Тип ФЕП	Полікристалічні фотоелементи 125×125 мм	–	Полікристалічні фотоелементи 125×125 мм
ККД фотоелементів, %	15–16	–	15–16
Вага, кг/м ²	20	41	42

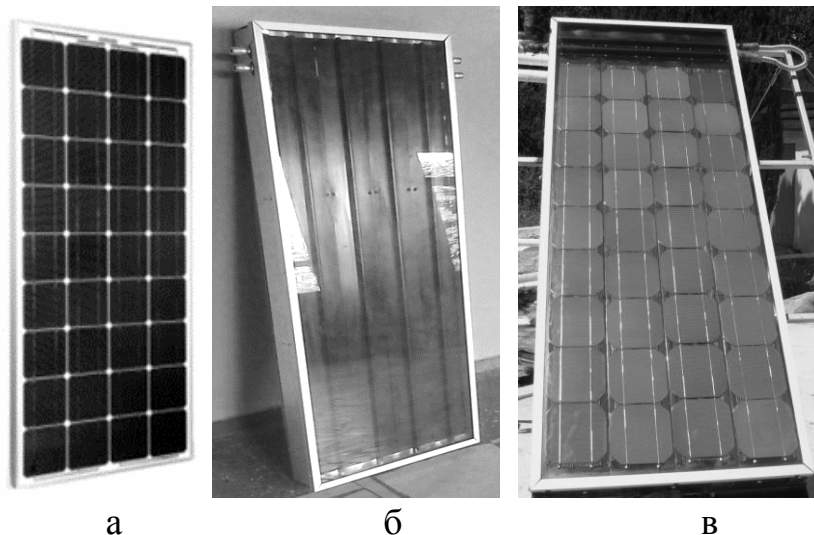


Рис. 2. Загальний вигляд дослідних зразків сонячних систем:
а – ФЕБ; б – звичайний СК; в – КСК.

У третьому розділі наведені тривимірні аналітична модель та інженерна методика розрахунку АКТТ для визначення граничного переданого теплового потоку. Схема тривимірної моделі теплопереносу в АКТТ показана на рис. 3.

Розроблена аналітична модель теплопередачі при випаровуванні рідини з канавки для випадку, коли теплопровідність конструкційного матеріалу в декілька разів перевищує теплопровідність робочої рідини, включає такі основні припущення:

- 1) поперечний переріз меніска рідини в канавці є дугою кола;
- 2) температура вільної поверхні рідини постійна і дорівнює температурі насиченої пари T_n ;

3) теплообмін за рахунок конвекції і термічний опір фазового переходу істотно малий;

4) верхня поверхня ребра, а також площини симетрії ребер адіабатні;

5) тепловий потік, що надходить через стінку ТТ, проходить по ребру, переходячи в пару через шар рідини змінної товщини $\delta(x)$ за рахунок теплопровідності (x – координата по висоті ребра);

6) термічний опір плівки рідини на межі розділу рідина-пара і поверхні ребра відмінний від нуля, тобто мінімальна умовна товщина плівки рідини $\delta|_{x=0} = \delta_0 \neq 0$.

7) конденсація пари відбувається на ребрах;

8) рідина, що утворилася в результаті конденсації під дією сил поверхневого натягу із плівки на ребрі, відкачується в канавку, для цього вільна поверхня плівки повинна мати відповідну кривизну;

9) рідина, що потрапляє в канавку від ребра, відводиться вздовж по канавці;

10) сила тяжіння мала порівняно із силою поверхневого натягу;

11) розглядається випадок, коли тертя між потоком пари і плівкою рідини не впливає на процес конденсації.

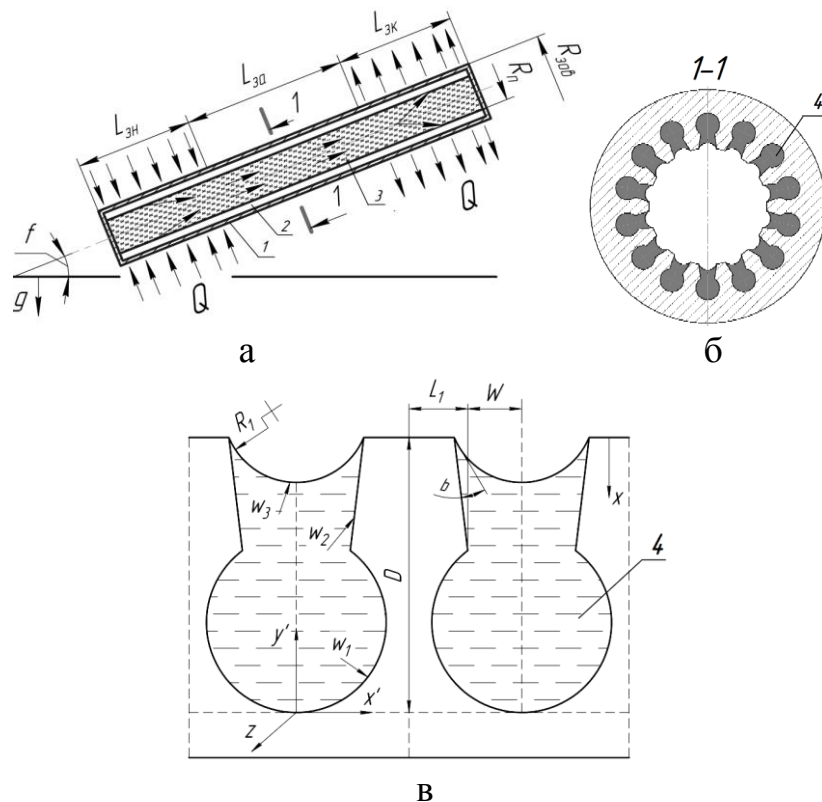


Рис. 3. Схема тривимірної моделі теплопереносу в АКТТ з Ω -подібними канавками: а – схема роботи; б – поперечний переріз; в – елемент поверхні з капілярними канавками; 1 – корпус ТТ; 2 – КС; 3 – паровий канал; 4 – відкриті капілярні канавки (заповнені рідиною).

На основі одновимірної моделі масопереносу С.Л. Сидорова і В.М. Федорова, з урахуванням того, що насичений пар у ТТ перебуває у стані термодинамічної

рівноваги з рідиною, рівняння руху рідини у відкритому капілярному каналі має вигляд:

$$\mu \left(\frac{\partial u^2}{\partial x^2} + \frac{\partial u^2}{\partial y^2} \right) - u \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \rho = \frac{dP_n}{dz} - \frac{\sigma}{R_l} - \rho \cdot g \cdot \sin \varphi, \quad (1)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; P_n – тиск насиченої пари робочої рідини, Па; g – прискорення вільного падіння, м/с²; φ – кут нахилу ТТ, градуси; R_l – радіус кривизни меніска, м; ρ – густина робочої рідини, кг/м³; μ – динамічна в'язкість робочої рідини, Па·с.

Рух потоку пари описується в наближенні примежового шару. Інтегруючи відповідне рівняння по перетину парового каналу, отримуємо одновимірне рівняння:

$$\frac{d}{dz} (P_n + \rho_n \cdot \beta_n \cdot \bar{u}_n^2) = -f_n \cdot \frac{\rho_n \cdot \bar{u}_n^2}{2 \cdot d_n}, \quad (2)$$

де β_n – коефіцієнт парового потоку імпульсу; f_n – коефіцієнт опору тертя потоку пари. В адіабатній зоні ТТ для ламінарного режиму $f_{na} = 64 / Re_n$, $\beta_{na} = 1,33$; для турбулентного – $f_{nt} = 0,316 / Re_n^{0,25}$, $\beta_{nt} = 1,03$.

Рівняння збереження маси рідини в канавці:

$$\rho \cdot S \frac{d\bar{u}}{dz} = \begin{cases} -\frac{2 \cdot \pi \cdot R_{зоб} \cdot \alpha_{зоб.i} \cdot (T_{зоб.i} - T_{\Pi})}{r \cdot N \left(1 + \frac{\alpha_{зоб.i}}{\alpha_i} \right)}, \\ -\frac{dQ}{dz} \frac{1}{r \cdot N}, \quad i = зн, зк, за. \end{cases} \quad (3)$$

де зн, зк, за – зона нагріву, зона конденсації, зона адіабатна; $R_{зоб}$ – зовнішній радіус ТТ, м; r – прихована теплота пароутворення робочої рідини, Дж/кг; $T_{зоб}$ – зовнішня температура поверхні ТТ, К; T_n – температура насиченої пари робочої рідини, К; N – кількість канавок, шт.; S – площа поперечного перерізу канавки, м².

Середня швидкість потоку рідини в канавці:

$$\bar{u} = \iint_{\Omega} u(x, y) dx dy \frac{1}{S},$$

де $\alpha_{зоб.i}$ – коефіцієнт зовнішнього теплообміну стінки ТТ із середовищем з температурою $T_{зоб.i}$, α_i – коефіцієнти теплообміну в зоні нагріву і конденсації ТТ, що характеризують термічний опір цих зон.

Граничні умови для системи рівнянь (1)-(3) мають вигляд:

$$\bar{u}|_{z=0} = 0; P_{\Pi}|_{z=0} = P'_{\Pi}; \quad (4)$$

$$R_1|_{z=0} = R'_1; R_{\text{мін}} \leq R_1 \leq R_n; \quad (5)$$

$$u|_{w_{1,2}=0} = 0; \quad (6)$$

$$\frac{du}{dn}|_{w_3=0} = -\frac{f_{\Pi}}{8\mu} \rho_{\Pi} \bar{u}_{\Pi}^2; \quad (7)$$

$$\bar{u}|_{z=L} = 0. \quad (8)$$

Для врахування маси рідини m використовується додаткове співвідношення:

$$\rho \cdot N \cdot \int_0^L S(z) dz + m_{\Pi} + m_{\delta} = m. \quad (9)$$

У лівій частині наведена маса рідини, яка складається з маси, що знаходиться в канавках, у паровому просторі m_{Π} і на вершинах ребер у конденсаторі у вигляді плівки рідини m_{δ} .

Рівняння теплопровідності має вигляд:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{dT}{dx} \frac{\text{tg}(\gamma + \theta)}{L(x)} - T \frac{\lambda}{\lambda_m \cdot \delta(x) \cdot L(x)} = -T_{\Pi} \frac{\lambda}{\lambda_m \cdot \delta(x) \cdot L(x)}, \quad (10)$$

де $L(x) = L_1 + x \cdot \text{tg}(\gamma + \theta)$; θ – кут між нормаллю одиничного розглянутого елемента і віссю ТТ.

Умови, що відображають фізичні процеси на межі ребра, записуються таким чином:

$$\frac{dT}{dx}|_{x=0} = 0; \frac{dT}{dx}|_{x=D} = \frac{q}{\lambda_m}. \quad (11)$$

Необхідно зауважити, що сформульована осесиметрична аналітична модель АКТТ може бути використана у випадку нормальної заправки ТТ робочою рідиною, коли відсутня струмкова течія рідини вздовж нижньої оребреної твірної труби. При цьому додаткове співвідношення (8) задовольняється відповідним вибором параметра R'_1 у крайовій умові (5), яка таким чином остаточно конкретизується.

Важливою особливістю наведеної аналітичної моделі є спільний розгляд процесів переносу теплоти і маси, що порівняно з традиційними методиками розрахунку ТТ, які зазвичай застосовуються, дає змогу описувати роботу АКТТ за

граничних умов 3-го роду і зі змінною густиною теплового потоку в зонах нагріву і конденсації; моделювати роботу ТТ в умовах часткового осушення канавок при дії сили гравітації, що можливе в умовах «не дозаяправки» (недостатньої кількості робочої рідини); визначати місцезнаходження «осушення» АКТТ у режимі термосифона.

Розроблена аналітична модель призначена для проведення аналізу, розрахунків і числових експериментів з метою виявлення загальних закономірностей процесів, що перебігають у Ω -подібних канавках ТТ. Модель може використовуватись для визначення найбільш важливих факторів, які впливають на ефективність АКТТ і в подальшому на ефективність КСК на основі АКТТ, а також давати якісну оцінку їх впливу.

Для практичного застосування канавчатих ТТ на основі наведеної аналітичної моделі розроблено інженерну методику розрахунку, що дає можливість оцінити теплопередавальні характеристики залежно від умов роботи, геометричних розмірів, положення в полі сили гравітації, використовуючи прості обчислювальні засоби. Така методика базується на формулах для визначення коефіцієнтів теплообміну від поверхні нагріву ТТ до пари і визначення межі теплопереносу.

Запропонована методика розрахунку Q_{ep} може бути модифікована для інших форм поздовжніх канавок: для цього необхідно використовувати відповідні співвідношення для f (коефіцієнта опору тертя рідини), S (площі поперечного перерізу канавки), змоченого периметра канавки P КС.

У **четвертому розділі** наведено аналітичну модель та інженерну методику розрахунку КСК. В основу аналітичної моделі КСК покладені такі припущення, підтверджені низкою простих оцінок:

1) внутрішні коефіцієнти теплообміну в АКТТ α_{zn} , α_{zk} постійні по довжині зони нагріву і конденсації;

2) товщина плоского ребра δ_p достатньо мала для того, щоб знехтувати поперечним градієнтом температури;

3) не враховуються градієнти температури по периметру поперечного перерізу АКТТ;

4) площа торців крайніх блоків КСК відносно мала, що дає змогу не розглядати втрати теплоти з торців.

Система рівнянь, що моделюють теплообмін в одному елементі КСК і розподіл температури по ширині плоского ребра, описується рівнянням:

$$\frac{d^2T}{dx^2} \cdot \lambda_m \cdot \delta_p = -(\tau\alpha) \cdot E + \frac{\lambda_{i3}}{\delta_{i3}} \cdot (T - T_{nc}) + \alpha_{конв} \cdot (T - T_{ск}) + \frac{\sigma_0 \cdot (T^4 - \bar{T}_{ск}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{ск}} + \frac{1}{\varepsilon_m} - 1} \quad (12)$$

з крайовими умовами:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0; \quad T|_{x=Lp} = T_{zn},$$

де $(\tau\alpha)$ – ефективна поглинальна здатність ТП; E – густина падаючого теплового потоку на КСК, Вт/м²; σ_0 – постійна Стевана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴); $\varepsilon_{\text{СК}}$, $\varepsilon_{\text{М}}$ – поглинальна здатність скла і ТП КСК.

Співвідношення балансу теплоти для зони нагріву АКТТ має вигляд:

$$\alpha_{\text{ЗН}} \cdot (T_{\text{ЗН}} - T_{\text{П}}) \cdot F_{\text{ЗН}} - (\tau\alpha) \cdot E \cdot 2 \cdot L_{\text{Р}} + Q_{\text{1ВТ}} = 0, \quad (13)$$

де $Q_{\text{1ВТ}}$ – кількість теплоти, Вт, що втрачається з ТП однієї АКТТ з ребрами у результаті конвективного і променевого теплообміну зі скляного покриття і кондуктивного теплообміну через шар теплоізоляції з навколишнім середовищем. Для $Q_{\text{1ВТ}}$ справедливе таке співвідношення:

$$Q_{\text{1ВТ}} = \left[\alpha_{\text{К}}^{\text{ЗН}} \cdot (\bar{T} - \bar{T}_{\text{СК}}) + \frac{\lambda_{\text{іЗ}}}{\delta_{\text{іЗ}}} \cdot (\bar{T} - T_{\text{НС}}) + \frac{\sigma_0 \cdot (\bar{T}^4 - \bar{T}_{\text{С}}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{СК}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{М}}} - 1} \right] \cdot 2 \cdot L_{\text{Р}} \cdot L_{\text{ЗН}} + \\ + \left[\alpha_{\text{К}}^{\text{ЗН}} \cdot (\bar{T}_{\text{ЗН}} - \bar{T}_{\text{СК}}) + \frac{\lambda_{\text{іЗ}}}{\delta_{\text{іЗ}}} \cdot (\bar{T}_{\text{ЗН}} - T_{\text{НС}}) + \frac{\sigma_0 \cdot (\bar{T}_{\text{ЗН}}^4 - \bar{T}_{\text{С}}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{СК}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{М}}} - 1} \right] \cdot L_{\text{ЗН}} \cdot d, \quad (14)$$

де $\bar{T} = \int_0^{L_{\text{Р}}} T \frac{dx}{L_{\text{Р}}}$ – середня температура ребра; $Q_{\text{2ВТ}}$ – кількість теплоти, що втрачається з верхньої поверхні зони конденсації; $Q_{\text{3ВТ}}$ – кількість теплоти, що втрачається з нижньої і задньої поверхонь зони конденсації.

Отримана аналітична модель теплообміну в КСК з АКТТ, що дає змогу з достатньою точністю аналізувати процеси кондуктивного, конвективного і променевого теплообміну між конструктивними елементами, рідиною, яка нагрівається, і навколишнім середовищем. Модель досить повно відображає ті основні процеси теплопередачі, що перебігають у КСК, і дає можливість розрахувати характеристики КСК з високою точністю.

На основі запропонованої аналітичної моделі була розроблена інженерна методика, яка дає змогу проводити розрахунки і оптимізацію характеристик, прогнозування параметрів за різних навколишніх умов і режимів роботи КСК з АКТТ.

У п'ятому розділі наведено аналіз та результати досліджень характеристик АКТТ і КСК. Розглядаються такі теплотехнічні характеристики АКТТ і теплообмінних процесів: термічний опір ($R_{\text{ТТ}}$), густина граничного теплового потоку (q_2) та інтенсивність теплообміну в зоні нагріву АКТТ ($\alpha_{\text{ЗН}}$).

Дослідження були сфокусовані на залежності теплотехнічних характеристик від таких факторів:

- типу теплоносія (ацетон, етиловий спирт (96-ти %), метиловий спирт, н-пентан, фреон-113, фреон-141);
- температури насиченої пари теплоносія (від +30 до +90 °С);
- довжин зон випаровування ($L_{zn} = 0,25-1,68$ м), діаметра парового простору ($d_n = 3,6-8,9$ мм);
- кута нахилу АКТТ ($\varphi = 15-90^\circ$) та ін.

Ці фактори визначають умови функціонування АКТТ у режимі термосифона у складі КСК та істотно впливають на його ефективність. Таким чином, при проектуванні КСК необхідно чітко визначати рівень впливу параметрів АКТТ та їх кількісну оцінку наведених вище факторів на теплотехнічні характеристики КСК.

Для вибору оптимальної довжини АКТТ для КСК були проведені дослідження зміни термічного опору ТТ від довжини зони нагріву АКТТ, призначених для використання в КСК. Результати цих досліджень представлені на рис. 4.

Експерименти показали, що АКТТ з довжиною зони нагріву 0,84 і 1,26 м мають однаковий термічний опір при одних і тих же переданих теплових потоках. Цей факт свідчить про те, що геометричні розміри зони нагріву в діапазоні $d_n/l_{zn} = 0,004-0,006$ не впливають на теплообмінні процеси в АКТТ.

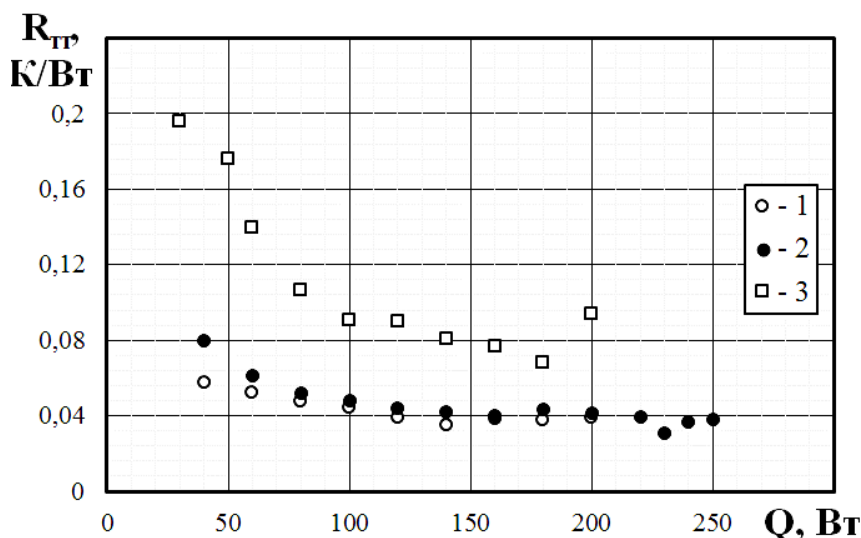


Рис. 4. Залежність термічного опору АКТТ від переданого теплового потоку:
1 – $l_{zn} = 0,84$ м; 2 – $l_{zn} = 1,26$ м; 3 – $l_{zn} = 1,68$ м.

Для АКТТ з довжиною зони нагріву 1,68 м ($d_n/l_{zn} = 0,003$) термічний опір істотно перевищує термічний опір АКТТ з меншими довжинами зон нагріву. В цьому випадку на процес циркуляції теплоносія починає суттєво впливати взаємодія їх зустрічних потоків за рахунок площі поверхні контакту фаз рідина-пара. Таким чином, перебіг процесу в АКТТ надходження конденсату в зону нагріву ускладнюється, за рахунок чого відбувається гальмування потоку конденсату і не забезпечується змочування рідиною зони осушення в місці відриву парових бульбашок від поверхні нагріву. Це зумовлює підвищення термічного опору

теплообміну в зоні нагріву (рис. 4), а в результаті гальмування рідини, що накопичується, також зростає термічний опір теплообміну в зоні конденсації.

Вплив геометричних параметрів на роботу АКТТ показаний на рис. 5. Як видно з рисунка, геометричні розміри зони нагріву ТТ здійснюють спільний вплив на граничний тепловий потік. Також необхідно відзначити, що у всьому діапазоні зміни значень відношення d_{II}/L_{3H} отримані дослідні дані з похибкою $\pm 22\%$ групуються навколо кривої, яка з ростом значення d_{II}/L_{3H} наближується до значення граничного теплового потоку при кипінні в умовах вільного руху рідини (великого об'єму).

Відношення діаметра до довжини зони нагріву є мірою, що характеризує стисненість об'єму, яка і визначає відмінність процесу кипіння в ТТ від умов кипіння у великому об'ємі. При кипінні у великому об'ємі густина граничного теплового потоку не залежить від площі поверхні нагріву, оскільки середній паровміст пристінного шару однаковий для всієї поверхні нагріву. Встановлено, що геометричні розміри зони нагріву значно впливають на $q_{гр}$, тоді як геометричні розміри адіабатної зони і зони конденсатора суттєвого впливу не мають. Слід зазначити, що від розмірів конденсатора і умов його охолодження залежать тиск в АКТТ і, відповідно, гранична теплопередавальна здатність.

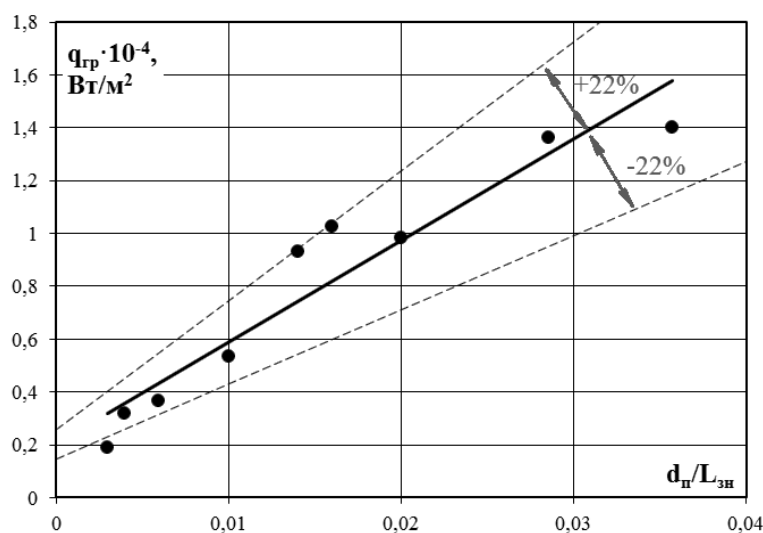


Рис. 5. Залежність впливу геометричних факторів АКТТ на граничну густину теплового потоку

Аналізуючи отримані дані по граничній густині теплового потоку від геометричних параметрів зони нагріву АКТТ, була одержана залежність для інженерних розрахунків, що дає змогу визначити оптимальні параметри ТТ для застосування її в КСК:

$$q_{гр} = 2,25 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot \left(\frac{d_{II}}{L_{3H}} \right)^{0,77} \cdot \varepsilon^{0,25} \cdot \sin(\varphi)^{0,55}, \quad (15)$$

де M – коефіцієнт якості теплоносія, Вт/м²; d_n – діаметр парового простору АКТТ, м; L_{zn} – довжина зони нагріву, м; ε – коефіцієнт заповнення рідиною.

Залежність (15) дає можливість розрахувати граничну густину теплового потоку в діапазоні температур насиченої пари робочої рідини від +30 до +90 °С, за геометричних параметрів зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002-0,04$, коефіцієнта заповнення робочою рідиною ТТ $\varepsilon = 0,2-0,8$ і кута нахилу $\varphi = 15-90^\circ$ (у формулі (15) в радіанах). Похибка розрахунку не перевищує $\pm 22\%$.

Результати експериментів, що були проведені з дослідження впливу температури насиченої пари н-пентану на інтенсивність тепловіддачі при кипінні в зоні нагріву, представлені на рис. 6. Дані були отримані для АКТТ з довжиною зони нагріву 0,25–1,68 м, діаметром парового простору 0,0035–0,0086 м, кутом нахилу 60° відносно горизонту і коефіцієнтом заправки теплоносієм $\varepsilon = 0,27$ від усього об'єму канавок АКТТ. Як видно з рисунка, підвищення температури (тиску) насиченої пари робочої рідини приводить до росту коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву. Такий підхід $\bar{\alpha}_{zn} = f(P_n)$ пояснюється тим, що з підвищенням тиску зменшується величина відривного радіуса парових бульбашок, що відриваються від центра пароутворення, який за такого значення перегріву ΔT є активним. Отже, зі збільшенням тиску полегшуються умови зародження парових бульбашок на поверхні нагріву. При зниженні тиску, навпаки, поверхня збіднюється активними центрами пароутворення, тому для зародження на ній парових бульбашок даного радіуса потрібні більш високий перегрів рідини або більш високе значення питомого теплового потоку.

Також необхідно відзначити, що з ростом густини теплового потоку ступінь впливу тиску знижується. Це пояснюється зменшенням перегріву при підвищенні тиску, необхідного для початку кипіння рідини. З ростом густини теплового потоку (або перегріву поверхні нагріву) кипіння починається спочатку на нижній поверхні, а потім і на всій поверхні. Проте очевидно, що для кожного значення тиску існує граничний перегрів поверхні ΔT_{zp} , починаючи з якого переважна кількість центрів пароутворення оребреної поверхні стають активними. При $\Delta T > \Delta T_{zp}$ активуються центри дуже малих розмірів, кількість яких відносно невелика.

Інтенсивність тепловіддачі при кипінні залежить також і від теплофізичних властивостей робочої рідини, які в міру зміни тиску (і температури) насичення суттєво змінюються. З ростом коефіцієнта теплопровідності рідини тепловіддача збільшується, оскільки основний потік тепла від стінки сприймається рідиною, а не паровою фазою. Зі збільшенням в'язкості тепловіддача, навпаки, зменшується, тому що зменшується інтенсивність перемішування рідини, що обумовлена пароутворенням. У цілому залежність α_{zn} від P_n для різних робочих рідин різна [1].

Аналіз інтенсивності тепловіддачі при кипінні н-пентану в АКТТ показав, що підвищення температури/тиску насиченої пари приводить до інтенсифікації теплообміну при кипінні на 8–10 % при збільшенні T_n на кожні 10 °С.

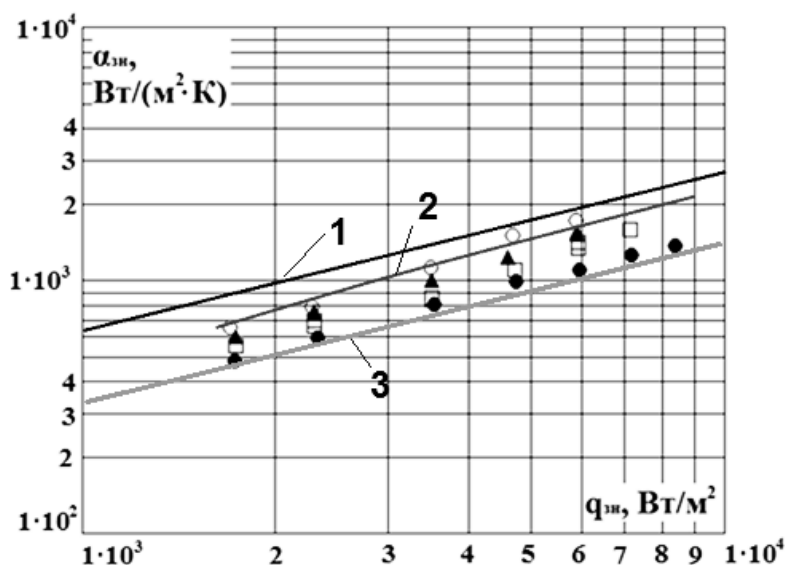


Рис. 6. Залежність інтенсивності тепловіддачі при кипінні в зоні нагріву АКТТ від підведеної густини теплового потоку:

- – $t_n = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ($P_n = 0,148 \text{ МПа}$); □ – $t_n = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ($P_n = 0,185 \text{ МПа}$);
- ▲ – $t_n = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ($P_n = 0,231 \text{ МПа}$); ○ – $t_n = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ ($P_n = 0,295 \text{ МПа}$);
- 1 – розрахунок за формулою Лабунцова для в.о. ($P_n = 0,295 \text{ МПа}$) [1];
- 2 – розрахунок за критеріальною залежністю (16) ($P_n = 0,295 \text{ МПа}$);
- 3 – розрахунок за критеріальною залежністю ($P_n = 0,295 \text{ МПа}$) [2].

При узагальненні отриманих експериментальних даних з інтенсивності тепловіддачі при кипінні в АКТТ було отримано критеріальну залежність:

$$\overline{Nu}_1 = 1,42 \cdot 10^{-3} \cdot Re_1^{0,67} \cdot Pr^{1,0} \cdot K_p^{0,75}, \quad (16)$$

Тут визначальною є температура насиченої пари теплоносія T_n . Характерним розміром є капілярна стала $l = \left(\frac{\sigma}{g \cdot (\rho - \rho_n)} \right)^{0,5}$. Ця залежність використовується для

розрахунку інтенсивності тепловіддачі при розвиненому кипінні в АКТТ (при роботі в режимі термосифона) таких робочих рідин, як н-пентан, ацетон, метанол, етанол, фреон 113, фреон 141, у діапазоні густин теплових потоків $1 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$, за температур насиченої пари робочої рідини $30 - 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Наведені вище фактори визначають умови функціонування АКТТ у режимі термосифона у складі КСК та істотно впливають на його ефективність. Таким чином, при проектуванні КСК та інших СЕС на його основі необхідно чітко визначати рівень впливу параметрів АКТТ та їх кількісну оцінку на теплотехнічні характеристики КСК.

1. Безродный М. К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. – Киев: Факт, 2005. – 704 с.

2. Pis'mennyi E., Khairmasov S., Rassamakin B. Heat Transfer in Evaporation Zone of Ammonia Aluminium Heat Pipes. – Kiev: Naukovi Visti NTUU KPI. – 2017. – № 1. – P. 14–27.

На рис. 7 показана залежність теплової та електричної ефективності КСК від параметра X (відношення різниці температури ТП КСК T_{mn} і навколишнього середовища T_{nc} до густини падаючого теплового потоку E). Як видно з рисунка, експериментальні дані з ефективності КСК апроксимуються прямими з точністю $\pm 12\%$. Електрична і тепла ефективність мають різний характер зміни, тому що параметр X є мірою, яка характеризує температурний режим КСК. З підвищенням температури ТП (ріст X) зменшується ККД КСК. Електрична ефективність зменшується в результаті зміни концентрації носіїв електричного заряду в ФЕП, а тепла – в результаті зростання теплових втрат з ТП, що веде до зменшення кількості корисної теплоти.

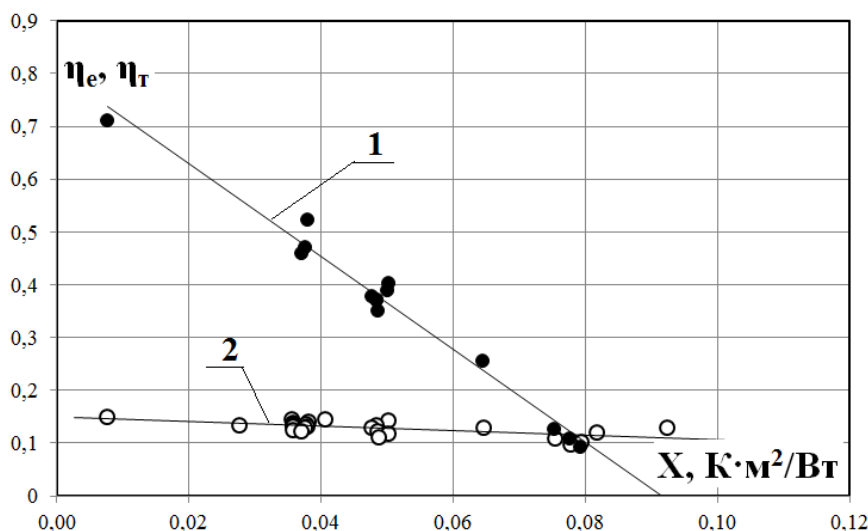


Рис. 7. Залежність ефективності КСК від параметра X : 1 – тепла ефективність; 2 – електрична ефективність.

Графік на рис. 7 дає змогу повною мірою оцінити співвідношення виробленої теплової та електричної енергії в широкому діапазоні теплового режиму роботи КСК.

Важливим фактором є загальна можлива площа поверхні, яка виділяється під інсталяцію елементів СЕС. Ексергетичний аналіз (рис. 8) показав, що установка КСК, з технічної точки зору, більш компактна, більш економічно вигідна та оптимальна для використання всієї можливої площі поверхні порівняно з роздільними системами СК і ФЕБ.

При установці в реальних умовах можливо встановити 1 м^2 поверхні КСК при заданій площі 1 м^2 , але не можна встановити ФЕБ і СК з площею кожного 1 м^2 , а тільки, наприклад, $0,5 \text{ м}^2$ для ФЕБ і $0,5 \text{ м}^2$ для СК. Таким чином, у реальних умовах більш ефективно працює КСК. Крім того, в цьому випадку ми можемо підвищувати ефективність за рахунок конструктивних особливостей, наприклад довжиною ТТ. Особливе значення в цьому випадку має коефіцієнт заповнення фотоелементами ТП. Якщо у звичайній ФЕБ коефіцієнт заповнення максимальний, то в КСК він менший. Це пояснюється наявністю зони, яку займає теплообмінник КСК модуля на основі АКТТ. І це є недоліком КСК на ТТ порівняно зі звичайними конструкціями СК і ФБ.

Так, при довжині ТТ 1340 мм він дорівнює 0,75 (варіант 1), а при 2340 мм він дорівнює вже 0,85 (варіант 2). Це забезпечує підвищення ефективності системи КСК порівняно з роздільними системами з СК і ФЕБ. Так, за різниці між температурою ТП поверхні та температурою навколишнього середовища 10 °С у першому випадку КСК дає змогу отримати на 26 % більше енергії, а у другому випадку – на 30 %.

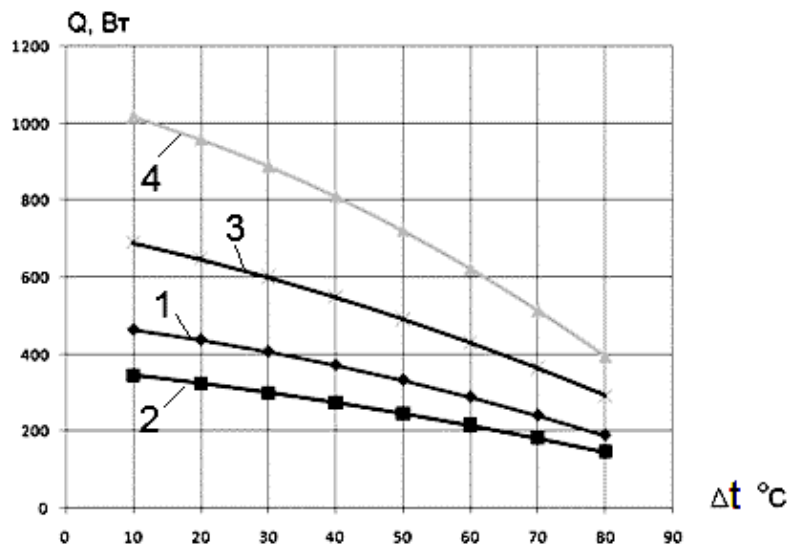


Рис. 8. Порівняння сумарної енергії КСК та роздільних СК і ФЕБ при $E = 800$ Вт/м², за температури навколишнього середовища 20 °С та заданої площі фасаду чи даху, де може бути інстальована система:

- 1 – КСК (площа 1340×520 мм); 2 – СК і ФЕБ (площа 1340×520 мм);
- 3 – КСК (площа 2340×520 мм); 4 – СК і ФЕБ (площа 2340×520 мм).

Але слід зазначити, в такій залежності є оптимальна довжина АКТТ. І вона залежить насамперед від конструкції теплообмінника, що визначається тепловою потужністю, яка підводиться до теплообмінника в зоні конденсації ТТ. Чим довжина ТТ більша – тим більший підвід теплоти в зонах конденсації. А це призводить до необхідності створення більш ефективного відводу теплоти в теплообміннику, що є обмежувальним фактором.

Розрахунок характеристик КСК за методикою, яка наведена в розділі 3, показано на рис. 9. У розрахунку задавалися такі параметри: $R_n = 2,5$ мм, $R_{зов} = 5$ мм, $L_{zn} = 1,2$ м, $L_{зк} = 0,1$ м, $\delta_p = 1$ мм, $E_p = 0,75$, $b_{із} = 0,1$ м, $L_p = 0,065$ м, $\varepsilon_{ск} = 0,95$, $\varepsilon_m = 0,9$, $(\tau\alpha) = 0,95$, $E = 800$ Вт/м², $\lambda_{із} = 0,05$ Вт/(м·К), $\varphi = 45^\circ$, $R_{АКТТ} = 0,05$ К/Вт, $R_{zn} = 0,013$ К/Вт, $T_{вх} = 20$ °С, $T_{нс} = 17$ °С. Результати розрахунків доцільно представити у вигляді номограми для КСК, який складається з АКТТ. На рис. 9 зображені два сімейства кривих: висхідні – для залежності температури від числа АКТТ у КСК $T_{вих}(n)$ (n – число ТТ у КСК) та низхідні – для залежності ККД від числа АКТТ у КСК $\eta(n)$. Кожна крива відповідає своїй масовій витраті теплоносія, для якої побудована відповідна розрахункова крива. Ця діаграма дає змогу за необхідною температурою теплоносія на виході і відповідною його витратою визначити потрібну кількість АКТТ і ефективність самого КСК.

Визначення оптимальної конструкції КСК за наведеною методикою на основі розроблених програм виконується таким чином:

1) будується номограма для визначення теплових характеристик КСК із необхідними вхідними параметрами теплоносія (рис. 9);

2) визначається загальне число елементів КСК, і за відомою площею поверхні кожного з них розраховується загальна площа поверхні блока геліосистеми для заданого випадку.

З урахуванням набору подібних номограм далі визначаються оптимальні теплотехнічні параметри КСК за заданих умов роботи.

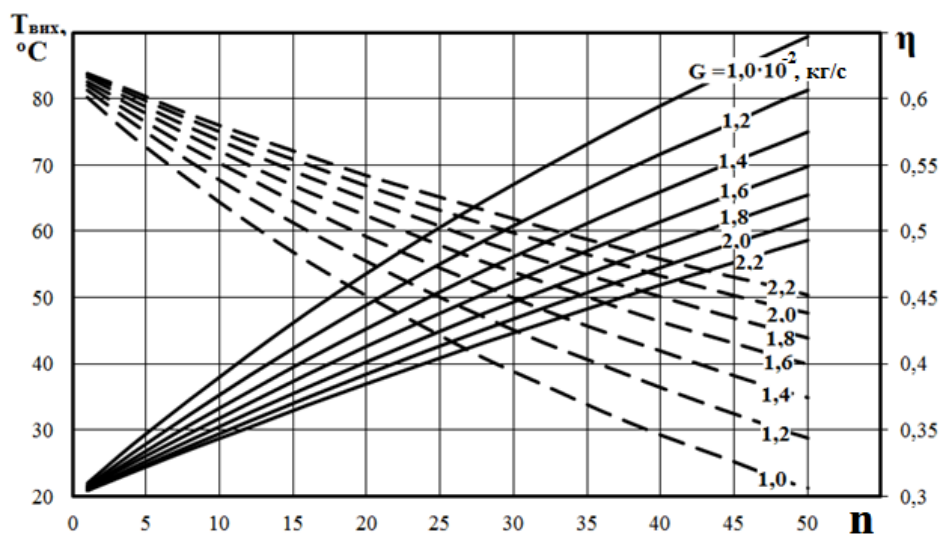


Рис. 9. Номограма для визначення теплових характеристик КСК на АКТТ:

————— — $T_{\text{вих}}$; - - - - - — η .

Крім η_m КСК і Q , розраховуються температура води на виході й інші необхідні параметри. За розробленою методикою виконується інженерний розрахунок теплових характеристик КСК, але вона може бути легко змінена для визначення усереднених параметрів, якщо попередньо задані закони зміни густини теплового потоку, температури повітря і т.д. Електричні характеристики КСК визначаються після отримання теплових параметрів. Маючи значення η_m і X , за рис. 7 визначається η_e .

В КСК з АКТТ величини термічного опору мають значення вище порівняно зі звичайним проточним СК, тому доцільною є оцінка його впливу на теплову ефективність КСК. На рис. 10 зображена розрахункова залежність η_m від повного термічного опору АКТТ за різних умов. При цьому важливо характеризувати КСК не просто загальним термічним опором одного елемента, який, крім того, залежить від температури, а параметром $B = \bar{R}_{\text{АКТТ}} \cdot U_l \cdot F_{\text{КСК}} / n$. Усі параметри для розрахунку були взяті такі ж, як у розрахунку, результати якого представлені на рис. 9.

Параметр B у фізичному змісті є відношенням термічних опорів теплопередачі від ТП до рідини, що нагрівається, до термічного опору теплопередачі від

сприймаючої поверхні до навколишнього середовища (повітря). Іншими словами, як $\bar{R}_{\text{АКТТ}}$ необхідно розглядати не тільки термічні опори, які обумовлені теплотехнічною відмінністю АКТТ, а й еквівалентні термічні опори, що враховують поглинання теплоти теплообмінником. Однак, як показують розрахунки, таке уточнення незначно впливає на результати з огляду на невеликий відносний розмір теплообмінника.

Дослідження показали, що зменшення параметра B суттєво впливає на теплову ефективність КСК до досягнення ним значення 4, а його подальше зниження є недоцільним тому, що може викликати технічні складнощі при реалізації. На рис. 10 наведені результати для випадку нагріву води від 15 до 60 °С для різних випадків: у літній період (крива 1) – $T_{\text{нс}} = 25$ °С, у зимовий період (крива 2) – $T_{\text{нс}} = 5$ °С.

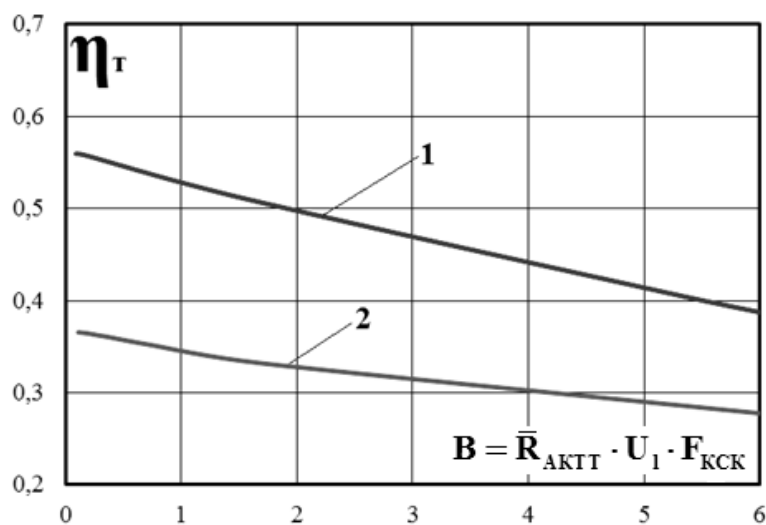


Рис. 10. Вплив термічного опору АКТТ на теплову ефективність КСК ($E = 800$ Вт/м², $T_{\text{вх}} = 15$ °С, $T_{\text{вих}} = 60$ °С): 1 – $T_{\text{нс}} = 25$ °С; 2 – $T_{\text{нс}} = 5$ °С.

Зменшення параметра B можливе за рахунок збільшення коефіцієнта теплопереносу в АКТТ, збільшуючи кількість ТТ, зменшуючи термічний опір в теплообміннику і повний коефіцієнт теплових втрат. Ступінь впливу кожного вказаного параметра різний, і їх вплив на параметри КСК у цілому також неоднаковий. Найбільш простий шлях – зниження U_1 , оскільки їх величина значною мірою визначає властивості теплоізолюючого матеріалу. Як показує аналіз величин, що входять у вираз для $\bar{R}_{\text{АКТТ}}$, найбільший внесок робить термічний опір в теплообміннику, тому що його розміри обмежені. В цьому зв'язку для зменшення $\bar{R}_{\text{АКТТ}}$ за неможливості збільшити поверхню теплообмінника має бути збільшена витрата теплоносія.

При цьому оптимізація конструкції КСК повинна бути спрямована на використання мінімально можливої кількості АКТТ, оскільки вартість КСК залежить насамперед від вартості АКТТ.

У шостому розділі наведені рекомендації щодо використання. Ці підходи включають як аналіз оптимальних режимів роботи КСК при отриманні теплової та

електричної енергії, так і вибір матеріалів і комплектуючих для забезпечення їх надійної роботи та максимальної ефективності. Отримані експериментальні результати по тепловій ефективності показують, що найбільш оптимальний режим експлуатації таких систем можна досягти за значень $X < 0,04$. У цьому випадку КСК має ефективність більше 0,45. Такі значення X досяжні за двох умов: за малої різниці температур між ТП і навколишнім середовищем, тобто фактично за низьких температур теплоносія в контурі СЕС і, відповідно, води в системі гарячого водопостачання або опалення (приблизно 30–35 °С і нижче), або за високих значень густини сонячного теплового потоку (приблизно 600–650 Вт/м² і вище). Також для КСК можливе отримання більшої ефективності ФЕП за низьких температур. Розрахунки показали, що найбільш ефективно використання КСК досягається за температури ТП до 50–60 °С. На підставі цього основною рекомендацією є використання таких СЕС – на основі КСК – для попереднього підігріву води в системах гарячого водопостачання, в деяких випадках в системах опалення, а також для часткового отримання електроенергії при використанні КСК.

У додатках А-Д наведені: інформація про експериментальні зразки КСК і АКТТ; установки, на яких проводились дослідження; таблиці значень похибок вимірювань; таблиці результатів досліджень; акт впровадження результатів роботи.

ВИСНОВКИ

У дисертації виконано нове вирішення науково-технічної проблеми, яке полягає в підвищенні ефективності перетворення сонячної енергії на теплову та електричну за рахунок використання в конструкції КСК АКТТ з Ω -подібними канавками, що працюють у режимі термосифона. Для досягнення поставлених цілей дослідження мали комплексний характер і були спрямовані на узгодження характеристик АКТТ, конструктивних особливостей КСК із вимогами, що ставляться до них при їх інтеграції у фасади будівель. Результати теоретичних, експериментальних досліджень теплогідравлічних процесів у АКТТ і КСК на їх основі дали можливість підвищити теплову і електричну ефективність перетворення сонячної енергії та надійність КСК, одержати методики розрахунку КСК на основі АКТТ.

За результатами роботи можна сформулювати такі основні наукові та практичні висновки:

1. Уперше отримано експериментальні дані та проведено аналіз впливу геометричних характеристик (діаметра парового простору і довжини зони нагріву) на значення граничної густини теплового потоку АКТТ у режимі термосифона за геометричних характеристик зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002-0,04$. Отримані результати дають змогу визначити оптимальні геометричні характеристики АКТТ при її використанні в режимі термосифона у складі КСК.

2. Уперше отримано емпіричну залежність для розрахунку граничного переданого теплового потоку АКТТ Q_{cp} за геометричних параметрів зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002-0,04$, коефіцієнта заповнення робочою рідиною АКТТ $\varepsilon = 0,2-0,8$ і кута нахилу відносно горизонту $\varphi = 15-90^\circ$ з похибкою $\pm 22\%$.

3. Уперше проведено аналіз експериментальних даних і отримано критеріальну залежність впливу температури/тиску насиченої пари на інтенсивність тепловіддачі при кипінні в АКТТ у режимі термосифона, що дає змогу розрахувати значення коефіцієнта тепловіддачі в діапазоні температур насиченої пари робочої рідини від +30 до +90 °С, за геометричних параметрів зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002-0,04$, коефіцієнта заповнення робочою рідиною ТТ $\varepsilon = 0,2-0,8$ і кута нахилу відносно горизонту $\varphi = 15-90^\circ$ з похибкою $\pm 18\%$. Ця залежність використовується для розрахунку інтенсивності тепловіддачі при розвиненому кипінні в АКТТ (при роботі в режимі термосифона) таких робочих рідин, як н-пентан, ацетон, метанол, етанол, фреон 113, фреон 141, у діапазоні густин теплових потоків $1 \cdot 10^3-3 \cdot 10^4$ Вт/м².

4. Експериментально підтверджено можливість побудови КСК на основі АКТТ. При цьому теплова ефективність КСК становить 0,35–0,6, а електрична – 0,12–18 при $X = 0,02-0,06$. Аналіз розрахунків та експериментальних даних показав, що КСК з АКТТ дає змогу підвищити електричну ефективність до 18 % за рахунок охолодження ФЕП, при цьому максимальна електрична потужність КСК становить 135 Вт/м². Разом з електричною енергією можливо отримати до 457 Вт теплової з 1 м² теплопоглинальної поверхні за температури теплоносія на виході 25 °С і густини сонячного випромінювання 900 Вт/м².

5. На основі ексергетичного аналізу виявлено найбільш оптимальні режими експлуатації КСК за значень 30–50 °С температурного перепаду між ТП і навколишнім середовищем. КСК має більш ефективну роботу порівняно з роздільними тепловими сонячними колекторами та фотоелектричними батареями за низьких температур на ТП (нижче 50 °С) і зазвичай за більш високих значень сонячного потоку (більше 600 Вт/м²).

6. Розроблено нову аналітичну модель для аналізу процесів теплообміну в КСК з АКТТ, що працює в режимі термосифона, головною особливістю якої є спільний розгляд процесів переносу теплоти і маси за граничних умов третього роду і зі змінною густиною теплового потоку.

7. Уперше розроблено методику для оптимізації та проведення інженерних розрахунків теплотехнічних характеристик КСК з АКТТ, що працюють в режимі термосифона.

8. Наведено рекомендації щодо виготовлення комбінованих сонячних колекторів та їх використання в сонячних енергетичних системах.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Николаенко Ю. Е., Козак Д. В. Термическое сопротивление алюминиевой гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой: Технология и конструирование в электронной аппаратуре. Одесса, 2017. Вып. 4-5. С. 24-31.

Включено до міжнародних наукометричних баз Ulrich's Periodicals Director, CrossRef, РИНЦ.

Автор провів аналіз експериментальних даних з теплотехнічних характеристик теплових труб.

2. Ніколаєнко Ю.Е., Басок Б.І., Козак Д.В. Термічний опір теплових труб для світлодіодних освітлювальних приладів енергоефективних будівель: Енергетика: економіка, технології, екологія. Київ, 2017. Вип. 4, С. 27-33.

Включено до міжнародних наукометричних баз РИНЦ.

Автор провів аналіз експериментальних даних з теплотехнічних характеристик теплових труб.

3. Хайрнасов С.М., Волощук В. А., Заковоротний А.В., Козак Д.В.. Оценка эффективности солнечных тепловых коллекторов на основе алюминиевых тепловых труб при реновации старых зданий: MOTROL. Люблін , 2014. Т. 6, №4. С. 211-218. **(Іноземне видання).**

У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних ефективності сонячного колектора.

4. Khairnasov S. M., Zaripov V. K., Passamakin B. M., and Kozak D. V. The Study of the Heat-Engineering Characteristics of a Solar Heat Collector Based on Aluminum Heat Pipes: Applied Solar Energy. Tashkent, 2014. Vol. 49, No. 4. PP. 225-231. **(Іноземне видання).**

У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних ефективності сонячного колектора.

5. Khairnasov S. M., Passamakin B. M., Kozak D. V. and Naumova A.V. Buildings Facade Photovoltaic-Thermal Collectors based on Aluminum Heat Pipes: Journal of Civil Engineering and Architecture Research. New York, 2014, Vol. 1, No.3, PP. 151-156. **(Іноземне видання).**

У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних ефективності сонячного колектора.

6. Khairnasov S. M., Passamakin B. M., Kozak D. V. Experimental investigations of aluminum thermosyphons for a photovoltaic thermal module: Heat Pipe Science and Technology, An International Journal. Minsk, 2015. Vol. 6, No. 3-4. PP. 63-70. **(Іноземне видання).**

У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних ефективності сонячного колектору.

7. Kozak D.V., Nikolaenko Yu.E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules: Electronics and Information Technology. USA, 2016. Vol. 1, No.3, PP. 13-19. **(Іноземне видання).**

Автор провів аналіз експериментальних даних з теплотехнічних характеристик теплових труб.

8. Khairnasov S. M., Volodymyr V.A., Zakovorotnyi A.V., Kozak D. V. Economic Assessment of Solar Thermal Collectors Application for Building Facade Renovation: Conference on Advanced Building Skins, Bressanone, Italy, 28-29 October 2014, p.p. 673-682.

9. Khairnasov S. M. Passamakin B. M., Kozak D. V., Anisimova A.A. Experimental investigations of aluminium thermosyphons for photovoltaic-thermal module: IX Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”, Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015, pp. 70-77.

10. Козак Д.В. Влияние температуры на вольтамперную характеристику комбинированного солнечного коллектора на тепловых трубах: XIII міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ (Київ, Україна, 2015 р.).

11. Rassamakin A.B., Kozak D.V. Application of the solar system based on heat pipes in the facades of buildings: World Sustainable Energy Days Conference (Уельс, Австрія, 2015 р.).

12. Козак Д.В. Теплообмін і гідродинаміка в теплопередаючих пристроях і енергетичних установках: XV міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ (Київ, Україна, 2017 р.).

13. Козак Д.В. Теплотехнічні характеристики теплових труб з сітчастою капілярною структурою, XV міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ (Київ, Україна, 2017 р.).

14. Kozak D.V., Nikolaenko Yu.E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules: 2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT'16). Conference Proceeding. Ukraine, Odessa, 2016. May 23-27.

15. Николаенко Ю.Е., Козак Д.В., Кравец В.Ю., Хайрнасоев С.М. Сравнение тепловых характеристик термосифона и гравитационной тепловой трубы одинаковых размеров: Труды XVII международной научно-практической конференции “Современные информационные и электронные технологии”, 23-27 мая 2016 г. – Одесса.

16. Козак Д.В., Николаенко Ю.Е. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, присвяченої 85 річчю теплоенергетичного факультету, м. Київ, 18 – 21 квітня 2016 р.

17. Козак, Д.В., Ніколаєнко, Ю.Є. Термічний опір алюмінієвої теплової труби з різьбовою капілярною структурою з ізобутаном: Сучасні проблеми

наукового забезпечення енергетики. Матеріали XV МНПК аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25 – 28 квітня 2017 р.

18. Николаенко Ю. Е., Козак Д. В., Хайрнасоев С.М. Коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации алюминиевой тепловой трубы с резбовидной капиллярной структурой: Труды XVIII міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні інформаційні та електронні технології. Одеса, 2017. 25-29 мая.

19. Николаенко, Ю. Е., Козак. Д. В. Алюминиевые тепловые трубы для светодиодных осветительных приборов: Виставка світлодіодних рішень «LEDEхро Ukraine 2017», 13-15 вересня 2017 року, м. Київ.

АНОТАЦІЯ

Козак Д.В. Теплотехнічні характеристики комбінованого сонячного колектора на основі алюмінієвих канавчатих теплових труб. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Міністерство освіти і науки України, Київ, 2018.

Робота присвячена підвищенню енергетичної ефективності та спрощенню інтеграції сонячних систем на основі комбінованих сонячних колекторів у фасади і дахи будівель за рахунок використання як елемента теплопоглинальної поверхні алюмінієвих канавчатих теплових труб.

Встановлено, що на ефективність роботи комбінованого сонячного колектора з алюмінієвими канавчатими тепловими трубами у режимі термосифона істотно впливають теплотехнічні характеристики теплових труб, які своєю чергою залежать від таких параметрів: діаметр парового простору, теплофізичні властивості робочої рідини, довжини зон нагріву і конденсації, а також загальна довжина алюмінієвих канавчатих теплових труб. Підвищення теплопередавальної здатності алюмінієвих канавчатих теплових труб можна досягти завдяки забезпеченню подачі гарантованої кількості теплоносія в зону нагріву та вибору оптимальних конструктивних параметрів теплових труб при відповідних режимах роботи.

Аналіз розрахунків та експериментальних даних показав, що комбінований сонячний колектор з алюмінієвими канавчатими тепловими трубами дає змогу підвищити ефективність отримання електричної енергії до 18 % за рахунок охолодження фотоелектричних перетворювачів, при цьому максимальна електрична потужність комбінованого сонячного колектора становила 135 Вт/м². Крім електроенергії, одночасно можна отримати до 457 Вт тепла з 1 м² теплопоглинальної поверхні за температури вихідного теплоносія 25 °С і густини сонячного потоку 900 Вт/м².

На основі теоретичного аналізу виявлено найбільш оптимальні режими експлуатації комбінованого сонячного колектора – режим функціонування за значень 30–50 °С температурного перепаду між теплопоглинальною поверхнею та

навколишнім середовищем. Нова конструкція комбінованого сонячного колектора має більш ефективну роботу порівняно з роздільними тепловими сонячними колекторами та фотоелектричними батареями за низьких температур на теплопоглинальній поверхні (нижче 50 °С) і зазвичай за більш високих значень сонячного потоку (більше 600 Вт/м²).

Ключові слова: комбінований сонячний колектор, алюмінієва тепла труба, режим термосифона, коефіцієнт корисної дії, ексергія, теплопередавальна здатність, термічний опір, граничний тепловий потік.

АННОТАЦІЯ

Козак Д.В. Теплотехнические характеристики комбинированного солнечного коллектора на основе алюминиевых канавчатых тепловых труб. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика». – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», Министерство образования и науки Украины, Киев, 2018.

Работа посвящена повышению энергетической эффективности и упрощению интеграции солнечных систем на основе комбинированных солнечных коллекторов в фасады и крыши зданий за счет использования в качестве элемента теплопоглощающей поверхности алюминиевых канавчатых тепловых труб.

Установлено, что на эффективность работы комбинированного солнечного коллектора с алюминиевыми канавчатыми тепловыми трубами в режиме термосифона существенно влияют теплотехнические характеристики тепловых труб, в свою очередь зависят от следующих параметров: диаметр парового пространства, теплофизические свойства рабочей жидкости, длины зон нагрева и конденсации, а также общая длина алюминиевых канавчатых тепловых труб. Повышение теплопередающих способности алюминиевых канавчатых тепловых труб можно достичь благодаря обеспечению подачи гарантированного количества теплоносителя в зону нагрева и выбора оптимальных конструктивных параметров тепловых труб при соответствующих режимах работы.

Анализ расчетов и экспериментальных данных показал, что комбинированный солнечный коллектор с алюминиевыми канавчатыми тепловыми трубами позволяет повысить эффективность получения электрической энергии до 18% за счет охлаждения фотоэлектрических преобразователей, при этом максимальная электрическая мощность комбинированного солнечного коллектора составляла 135 Вт/м². Кроме электроэнергии, одновременно можно получить до 457 Вт тепла с 1 м² теплопоглощающей поверхности при температуре исходного теплоносителя 25 °С и плотности солнечного потока 900 Вт/м².

На основе теоретического анализа выявлены наиболее оптимальные режимы эксплуатации комбинированного солнечного коллектора – режим

функционирования при значениях 30–50 °С температурного перепада между теплопоглощающей поверхностью и окружающей средой. Новая конструкция комбинированного солнечного коллектора имеет более эффективную работу по сравнению с отдельными тепловыми солнечными коллекторами и фотоэлектрическими батареями при низких температурах на теплопоглощающей поверхности (ниже 50 °С) и обычно при более высоких значениях солнечного потока (более 600 Вт/м²).

Ключевые слова: комбинированный солнечный коллектор, алюминиевая тепловая труба, режим термосифона, коэффициент полезного действия, эксергия, теплопередающая способность, термическое сопротивление, предельный тепловой поток.

SUMMARY

Kozak D.V. Heat engineering characteristics of the combined solar collector on the basis of aluminum grooved heat pipes. – Qualifying scientific work according to manuscript rights.

Thesis for the Candidate degree in Technical Science on the specialty 05.14.06 «Technical thermophysics and industrial thermal power engineering». – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2018.

The work is devoted to increasing energy efficiency and simplification of integration of solar systems on the basis of the photovoltaic thermal (PV/T) collector in the facades and roofs of buildings due to use as an element of the absorbing surface of aluminum grooved heat pipes (AGHP).

It is established that the efficiency of the operation of the PV/T collector with AGHP in the thermosyphon mode is significantly influenced by the thermal characteristics of the HP, which in turn depends on the following parameters: the diameter of the steam space, the thermophysical properties of the working fluid, the lengths of the heating and condensation zones, and the total length of the AGHP. Increasing the thermal conductivity of AGHP can be achieved by providing a guaranteed amount of coolant to the heating zone and selecting the optimal design parameters of the HP at the appropriate operating modes.

A new approach to the implementation of PVT collectors on the basis of AGHPs is proposed. In this case, AGHPs perform a complex role – at the same time it is a highly efficient thermal conductor and a system of cooling solar cells.

The design of an aluminum heat pipe with a grooved capillary structure for PVT collectors has been developed. An n-pentane is chosen as the optimum coolant for a two-phase system. The developed samples of heat pipes can provide the operation of the PVT collector in the thermal mode from 0 °С to 120 °С. In this case, the temperature range of its operation is from –40 °С to +230 °С.

The analysis of calculations and experimental data showed that the PV/T collector with AGHP allows to increase the efficiency of obtaining electric energy up to 18 % due

to the cooling of the PV, while the maximum electric power PV/T collector was 135 W/m². In addition to electricity, simultaneously, it is possible to get up to 457 W of heat from 1 m² of heat-absorbing surface, at a temperature of the output coolant 25 °C and a density of solar flux of 900 W/m².

On the basis of theoretical analysis, the most optimal modes of operation of the PV/T collector were identified – the most optimal one is the mode of PV/T collector functioning at values of 30–50 °C of the temperature difference between the absorbent surface and the environment. The new PV/T collector design has a more efficient performance compared to separate thermal solar collectors and photoelectric batteries at low temperatures on an absorbent surface (below 50 °C), and usually at higher solar flux values (over 600 W/m²).

The first developed programs and methods of research of PVT collectors in artificial and natural light developed an engineering methodology for calculating the thermal characteristics of PVT collector with AGHPs during their operation in a thermosyphon mode.

The recommendations for the production of PVT collectors and their use in solar power systems are given.

The results of the work in the future can be used at the enterprises of LLC «Effectprof» (Kyiv), PC Sumy SPO M.V. Frunze (Sumy), PE Scientific-Implementation Firm "Thermal Technologies" (Kiev), which are engaged in the development, manufacture and implementation of heat-exchange equipment and energy-efficient systems.

For further implementation, it is necessary to carry out works on designing and manufacturing an industrial design of PVT collector or facade PVT collector and to conduct tests in the field.

Key words: photovoltaic thermal collector, aluminum heat pipe, thermosyphon mode, efficiency coefficient, exergy, heat transfer capability, thermal resistance, limiting thermal flow.

