

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

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Ліпніцький Леонід Володимирович

УДК 536.4

ДИСЕРТАЦІЯ
ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛООБМІНУ В ДВОФАЗНИХ
ТЕРМОСИФОНАХ ПРИ ВИКОРИСТАННІ НАРІЗНИХ ЗОН НАГРІВУ

142 – Енергетичне машинобудування

14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____/Ліпніцький Л.В./

Науковий керівник Лебедь Наталія Леонідівна к.т.н., доц.

Київ - 2025

АНОТАЦІЯ

Ліпницький Леонід Володимирович. Інтенсифікація процесів теплообміну в двофазних термосифонах при використанні нарізних зон нагріву.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування». - Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", МОН України, Київ, 2025.

Дисертаційна робота присвячена вивченню процесів гідродинаміки та теплової ефективності двофазних термосифонів з нарізним випарником, а також вивченню впливу геометричних параметрів нарізі у зоні нагріву на характеристики термосифону.

У вступі визначено мету і завдання дослідження відповідно до предмету та об'єкту, обґрунтовано вибір теми дослідження. Обрано метод дослідження, а саме експериментальний метод. Показано наукову новизну отриманих результатів та надано інформацію щодо особистого внеску здобувача. Також надано інформацію про апробацію результатів роботи. Описано структуру та обсяг дисертаційної роботи. Крім того, вказано зв'язок роботи з науковими програмами та грантами, в рамках яких було виконано дану роботу.

Одним з ключових компонентів енергетичної галузі та промисловості, особливо в енергетичному машинобудуванні є теплообмінні апарати. Ці пристрої забезпечують передачу енергії між робочими середовищами та є основним засобом у роботі різноманітного обладнання.

Одним з типів такого обладнання є теплообмінні апарати з термосифонами або тепловими трубами. Такі технології дозволяють забезпечувати ефективну передачу тепла за рахунок фазових переходів робочого середовища та трансформації теплових потоків, що дозволяє використовувати їх у широкому діапазоні теплового навантаження та температур.

У першому розділі представлено загальні відомості про теплообмінне обладнання та їх основні функції, проведено пошук та аналіз основних конструкцій. Також представлено літературний огляд по теплообмінним апаратам на основі термосифонів та теплових труб, що базуються на випарно-конденсаційному циклі роботи. Проаналізовано конструкції таких апаратів, їх особливості та характеристики.

Крім класичного використання у теплообмінних апаратах термосифони знайшли своє застосування і у альтернативній енергетиці. Проаналізовано ефективність роботи теплообмінного обладнання для реалізації теплового потенціалу верхніх шарів ґрунту на основі термосифонів у комбінації роботи з тепловими насосами.

Виходячи з цього, показана необхідність визначення оптимальних характеристик двофазних систем для теплообмінного обладнання. Для проектування високо ефективного енергетичного обладнання необхідно підвищувати ефективність роботи кожної його складової.

Визначено основні параметри, що впливають на ефективність роботи термосифонів, результатам дослідження яких присвячено значна кількість робіт, аналіз яких представлено у даній роботі.

За результатами аналізу було визначено, що перспективним напрямком підвищення інтенсивності теплообміну в зонах двофазних термосифонів є використання внутрішньої гвинтової нарізі. Такий метод є відносно простим і технологічним, при цьому показав свою ефективність.

Представлено опис експериментального стенду для дослідження теплових характеристик термосифонів. Розроблено і показано загальні засоби проведення експерименту та методика його проведення та обробки отриманих даних. Визначено похибку проведення експериментального дослідження. На основі отриманих експериментальних даних проведено аналіз впливу кута нахилу двофазних термосифонів з нарізним випарником, визначено оптимальний

коефіцієнт заповнення, а також визначено оптимальний крок гвинтової нарізі у діапазоні кроку від 0,1мм до 0,5мм.

Другий розділ присвячено гідродинаміці потоку у двофазних системах. Глибоко розглянуто вплив форми поверхні на гідродинаміку двофазного термосифону. Розглянуто та описано специфічний для умов функціонування термосифонів режим роботи, що має назву гейзер-ефект.

Проведено і описано експеримент, по візуалізації процесів у двофазному термосифоні при різних кутах нахилу до горизонту. Визначено що у циліндричному термосифоні при малих кутах нахилу рідина не приймає чіткого горизонтального положення, таким чином показано, що навіть при малих кутах нахилу зона нагріву не осушується повністю за рахунок утримуючих менісків рідини, які утворюються силами поверхневого натягу.

Проведено ряд досліджень і визначено основні стадії функціонування двофазного термосифону при різних кутах нахилу.

Крім того, проведено дослідження по візуалізації гідродинамічних процесів на нарізі, на прикладі плоского термосифону.

У третьому розділі представлено загальні відомості про пограничні шари: гідродинамічний та тепловий. Розглянуто формування пограничного шару при вимушеній і вільній конвекції. Висунуто гіпотезу про формування теплового пограничного шару в умовах функціонування двофазних термосифонів: при обмеженні стінкою знизу, а також при постійному підведенні теплового потоку.

Описано експериментальний стенд, що дозволяє непрямыми вимірами, не втручаючись у формування пограничного шару, дослідити його формування.

Такий метод засновується на оптичних ефектах заломлення та огинання світла, і називається тіньовий метод.

За результатами дослідження було виявлено особливу форму пограничного шару при його формуванні. Крім того, було визначено певні стадії формування в умовах значно наближених до функціонування двофазних систем.

Після аналізу було визначено основну зону перегріву робочої рідини, що дозволило більш глибоко пояснити початкові етапи функціонування термосифонів на стартових режимах роботи.

На основі отриманих результатів також проведено і описано експериментальні дослідження з частковим нанесенням інтенсифікатору у зоні нагріву двофазного термосифону. Таким чином було визначено оптимальне співвідношення висоти інтенсифікатора до загальної висоти зони нагріву.

Матеріали дисертаційної роботи поглиблюють розуміння процесів пароутворення що відбуваються в умовах наближених до функціонування двофазних теплопередаючих систем.

Матеріали та результати дисертаційної роботи можуть бути використані при проектуванні ефективних теплообмінників на основі двофазних теплопередаючих систем для енергетичних, промислових та альтернативних енергетичних систем. Результати впроваджено у навчальний процес на кафедрі атомної енергетики Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Робота пов'язана з виконанням досліджень в рамках проекту Національного фонду досліджень України № 2020.02/0357 «Розвиток теплофізичних та конструктивно-технологічних основ підвищення ефективності охолодження приймально-передавальних модулів радіолокаційних станцій». 2020-2022 (з призупиненням у 2022 р. та продовженням у 2023 через форс-мажорні обставини).

Частина отриманих даних входила до складу науково-дослідницької теми, що проводилась на кафедрі атомної енергетики Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", а саме «Дослідження теплофізичних характеристик тонких плоских теплових труб для

модернізації існуючих та створення перспективних радіолокаційних станцій», номер держ. реєстрації №0123U101837.

Ключові слова: термосифон, теплообмін, кипіння, конденсація, інтенсивність охолодження, випаровування, термічний опір, конвекція, інтенсивність теплообміну, природна циркуляція, енергоефективність, надлишкова температура, теплообмінник, коефіцієнт теплопередачі

ANNOTATION

Lipnytskyi Leonid Volodymyrovych. Intensification of Heat Exchange Processes in Two-Phase Thermosiphons Using Threaded Heating Zones. Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 142 "Power Engineering." – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute," Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2025.

The dissertation focuses on studying the hydrodynamics and thermal efficiency of two-phase thermosiphons with a threaded evaporator, as well as examining the influence of the geometric parameters of the threading in the heating zone on thermosiphon performance.

The introduction defines the research objectives and tasks according to the subject and object of study and justifies the choice of the research topic. The selected research method is experimental. The scientific novelty of the obtained results is demonstrated, along with information on the author's personal contribution. Additionally, details are provided regarding the validation of research results. The structure and volume of the dissertation are described, as well as its connection to scientific programs and grants under which the study was conducted.

One of the key components of the energy sector and industry, particularly in power engineering, is heat exchange equipment. These devices facilitate energy transfer between working media and are crucial for the operation of various types of equipment.

One type of such equipment is heat exchangers based on thermosiphons or heat pipes. These technologies enable efficient heat transfer through phase transitions of the working medium and thermal flow transformation, allowing them to be used over a wide range of thermal loads and temperatures.

The first chapter provides general information on heat exchange equipment and its main functions, reviewing and analyzing key designs. A literature review on heat exchangers based on thermosiphons and heat pipes operating on an evaporation-condensation cycle is presented. The designs, features, and characteristics of such devices are analyzed.

Beyond their classical use in heat exchange equipment, thermosiphons have also been applied in alternative energy. The effectiveness of heat exchange equipment in utilizing the thermal potential of upper soil layers based on thermosiphons in combination with heat pumps is analyzed.

Based on this, the necessity of determining the optimal characteristics of two-phase systems for heat exchange equipment is demonstrated. Designing highly efficient energy equipment requires increasing the efficiency of each component.

The key parameters affecting thermosiphon performance are identified, and numerous studies analyzing these factors are reviewed.

The analysis revealed that an effective approach to enhancing heat exchange intensity in two-phase thermosiphons is the use of internal helical threading. This method is relatively simple and technologically feasible while proving to be efficient.

A description of the experimental setup for studying thermosiphon thermal characteristics is provided. The general experimental procedures and methodology for conducting and processing data are developed and presented. The experimental error estimation is determined. Based on the experimental data, the influence of the tilt angle of two-phase thermosiphons with a threaded evaporator is analyzed, the optimal filling ratio is determined, and the optimal pitch of the helical threading in the range of 0.1 mm to 0.5 mm is identified.

The second chapter is dedicated to the hydrodynamics of flow in two-phase systems. The influence of surface shape on two-phase thermosiphon hydrodynamics is extensively examined. A specific operational mode of thermosiphons known as the geyser effect is discussed and described.

An experiment visualizing processes in a two-phase thermosiphon at different inclination angles relative to the horizon is conducted and described. It is determined that in a cylindrical thermosiphon at small inclination angles, the liquid does not assume a strictly horizontal position. Thus, it is demonstrated that even at small inclination angles, the heating zone does not dry out completely due to the retention of liquid menisci formed by surface tension forces.

A series of studies is conducted, identifying the key stages of two-phase thermosiphon operation at different inclination angles. Additionally, visualization studies of hydrodynamic processes on the threading, using a flat thermosiphon as an example, are carried out.

The third chapter presents general information on boundary layers: hydrodynamic and thermal. The formation of the boundary layer under forced and natural convection is examined. A hypothesis is proposed regarding the formation of the thermal boundary layer in two-phase thermosiphon operation, considering the limitation of the bottom wall and continuous heat input.

An experimental setup is described, allowing the study of boundary layer formation through indirect measurements without interfering with the process. This method is based on optical refraction and light diffraction effects and is known as the shadow method.

The research findings reveal a distinct boundary layer formation shape. Furthermore, specific formation stages under conditions closely resembling those of two-phase systems are identified.

Analysis of the data identified the primary superheating zone of the working liquid, providing deeper insights into the initial stages of thermosiphon operation under startup conditions.

Based on the obtained results, experimental studies with partial application of an intensifier in the heating zone of the two-phase thermosiphon were conducted and described. This enabled the determination of the optimal ratio of the intensifier height to the total height of the heating zone.

The dissertation materials deepen the understanding of vaporization processes occurring in conditions similar to those in two-phase heat transfer systems.

The materials and results of this dissertation can be applied in the design of efficient heat exchangers based on two-phase heat transfer systems for energy, industrial, and alternative energy systems. The results have been implemented in the educational process at the Department of Nuclear Power Engineering, Institute of Nuclear and Thermal Power Engineering, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute."

The work is associated with research conducted under the project of the National Research Foundation of Ukraine No. 2020.02/0357 "Development of Thermophysical and Structural-Technological Principles for Improving the Cooling Efficiency of Radar Station Transceiver Modules," 2020–2022 (with suspension in 2022 and continuation in 2023 due to force majeure circumstances).

Part of the obtained data was included in the research project conducted at the Department of Nuclear Power Engineering, Institute of Nuclear and Thermal Power Engineering, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute," titled "Investigation of Thermophysical Characteristics of Thin Flat Heat Pipes for the Modernization of Existing and Development of Prospective Radar Stations," state registration No. 0123U101837.

Keywords: thermosiphon, heat transfer, boiling, condensation, cooling intensity, evaporation, thermal resistance, convection, heat transfer intensity, natural circulation, energy efficiency, excess temperature, heat exchanger, heat transfer coefficient.

Публікації в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. Experimental investigation on the thermal performances of a new design of pulsating heat pipe with two condensers / Y. Nikolaenko та ін. Journal of thermal science and engineering applications. 2024. С. 1–38. URL: <https://doi.org/10.1115/1.4064426> .
2. Experimental study on characteristics of gravity heat pipe with threaded evaporator / Y. E. Nikolaenko та ін. Thermal science and engineering progress. 2021. Т. 26. С. 101107. URL: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101107> .
3. Heat transfer intensity at water boiling on the surface of a capillary structure under sub-atmospheric pressure / R. Melnyk та ін. Eastern-European journal of enterprise technologies. 2021. Т. 3, № 8(111). С. 35–41. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.234575> .
4. Impact of changing the shape of gravity heat pipe with threaded evaporator on its heat transfer characteristics / L. V. Lipnitskyi та ін. Technology and design in electronic equipment. 2023. № 1-2. С. 27–33. URL: <https://doi.org/10.15222/tkea2023.1-2.27> .
5. Study of the effect of tilt angle on the vaporization processes in a flat gravity heat pipe with a threaded evaporator / Y. E. Nikolaenko та ін. Journal of thermal analysis and calorimetry. 2023. URL: <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12303-0> .
6. Study on the performance of the low-cost cooling system for transmit/receive module and broadening the exploitative capabilities of the system using gravity heat pipes / Y. Nikolaenko та ін. Journal of thermal science and engineering applications. 2022. С. 1–40. URL: <https://doi.org/10.1115/1.4054812> .

7. Thermal performance of low-cost cooling systems for transmit/receive modules of phased array antennas with and without gravity heat pipes / D. V. Pekur та ін. *Frontiers in heat and mass transfer*. 2022. Т. 18. URL: <https://doi.org/10.5098/hmt.18.23> .

8. Visualization of vaporization events in two-phase thermosyphons operating in different orientations / R. S. Melnyk та ін. *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. 2021. № 5-6. С. 46–52. URL: <https://doi.org/10.15222/tkea2021.5-6.46> .

9. Visualization of vaporization processes and thermal characteristics of a thin flat gravity heat pipe with a threaded evaporator / R. S. Melnyk та ін. *Technology and design in electronic equipment*. 2023. № 3-4. С. 65–73. URL: <https://doi.org/10.15222/tkea2023.3-4.65> .

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

10. Вплив методу виготовлення різьбового випарника гравітаційних теплових труб на їхні теплопередавальні характеристики / Р. С. Мельник та ін. *Сучасні інформаційні та електронні технології : Труды XXV міжнар. науково-практ. конф., м. Одеса, 27–29 трав. 2024 р*

11. Ліпніцький Л. В., Мельник Р. С., Лебедь Н. Л. Візуалізація процесу формування теплового та гідродинамічного примежового шару в умовах вільної конвекції. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : XX Міжнар. науково-практ. конф. молодих вчен. та студентів, м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. 2023*

12. Ліпніцький Л. В., Мельник Р. С., Ніколаєнко Ю. Є. Конструкція теплової труби з різьбовою капілярною структурою зі змінним коефіцієнтом заповнення. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : XIX Міжнар. науково-практ. конф. молодих вчен. та студентів, м. Київ, 20–23 квіт. 2021 р. 2021. С. 141–142.*

13. Ліпніцький Л. В., Ніколаєнко Ю. Є. Вплив кута нахилу гравітаційної теплової труби з нарізним випарником, заправленої фреоном 141b, на її

термічний опір. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : XX Міжнар. науково-практ. конф. молодих вчен. та студентів, м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. 2023

14. Ліпніцький Л. В., Ніколаєнко Ю. Є., Мельник Р. С. Інтенсивність теплообміну при кипінні на різьбовій та гладкій поверхнях в зоні випаровування пласкої ГРТТ. Сучасні інформаційні та електронні технології : Труди XXIV міжнар. науково-практ. конф., м. Одеса, 29–31 трав. 2023 р.

15. Новий метод визначення оптимального коефіцієнту заповнення теплових труб та термосифонів / Р. С. Мельник та ін. Сучасні інформаційні та електронні технології : Труди XXII міжнар. науково-практ. конф., м. Одеса, 24–28 трав. 2021 р

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ І СКОРОЧЕНЬ.....	16
ВСТУП.....	17
РОЗДІЛ 1 ТЕПЛООБМІННИКИ НА ОСНОВІ ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАРІЗНИМИ ЗОНАМИ НАГРІВУ	22
1.1 Теплообмінники енергетичних систем	22
1.1.1 Загальні відомості	22
1.1.2 Теплообмінники на основі двофазних систем.....	25
1.1.3 Ефективність двофазних систем для теплообмінного обладнання	34
1.1.4 Постановка задачі дослідження. Вибір методу дослідження	39
1.2 Дослідження теплових характеристик двофазних термосифонів з нарізними зонами нагріву.....	40
1.2.1 Опис експериментального стенду	40
1.2.2 Підготовка робочої ділянки.....	50
1.2.3 Методика проведення експериментальних досліджень	51
1.2.4 Методика обробки результатів дослідження	52
1.2.5 Оцінка похибки результатів експериментального дослідження	54
1.3 Аналіз результатів дослідження теплових характеристик двофазних термосифонів з нарізними зонами нагріву	57
1.3.1 Аналіз результатів дослідження впливу нарізі у зоні нагріву на теплову ефективність термосифону.....	58
1.3.2 Аналіз результатів дослідження впливу кута нахилу робочої ділянки на теплову ефективність термосифону.....	59
1.3.3 Аналіз результатів дослідження впливу коефіцієнта заповнення на теплову ефективність термосифону.....	62
1.3.4 Аналіз результатів дослідження впливу кроку нарізі у випарнику на теплову ефективність термосифону.....	74

1.4 Висновки до розділу 1.....	81
РОЗДІЛ 2 ГІДРОДИНАМІКА ПЛОСКОГО ТЕРМОСИФОНУ З НАРІЗНИМ ВИПАРНИКОМ В АКТИВНОМУ РЕЖИМІ КИПІННЯ	84
2.1 Гідродинаміка двофазних потоків.....	84
2.2 Візуалізація процесів у двофазному термосифоні при різних кутах нахилу до горизонту	89
2.2.1 Опис установки, робочої ділянки та методики проведення експериментальних досліджень	89
2.2.2 Візуалізація положення меніску рідини у зоні нагріву термосифона...	91
2.2.3 Візуалізація процесу кипіння у зоні нагріву термосифона	92
2.3 Гідродинаміка процесу кипіння у плоскому двофазному термосифоні при різних кутах нахилу до горизонту.....	98
2.3.1 Опис експериментального стенду	98
2.3.2 Опис робочої ділянки.....	100
2.3.3 Методика проведення досліджень	104
2.3.4 Визначення теплового потоку, характерного для активного кипіння у плоскому термосифоні з нарізною зоною нагріву	105
2.3.5 Результати дослідження	106
2.4 Теплові характеристики плоского термосифону з нарізним випарником в активному режимі кипіння та плоского термосифону без різьблення у випарній секції	109
2.5 Висновки до розділу 2.....	115
РОЗДІЛ 3 ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛООБМІНУ В ПЛОСКОМУ ТЕРМОСИФОНІ З НАРІЗНИМ ВИПАРНИКОМ З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОЗВИТКУ ТЕПЛОВОГО ПОГРАНИЧНОГО ШАРУ	117
3.1 Розвиток і параметри пограничного шару в умовах теплообміну	117
3.2 Гіпотеза формування теплового пограничного шару в умовах функціонування термосифону.....	121

3.3 Тіньовий метод для дослідження теплового пограничного шару в газах і рідинах	124
3.4 Дослідження формування пограничного шару в умовах функціонування двофазних систем.....	127
3.4.1 Опис установки та робочої ділянки	127
3.4.2 Методика проведення дослідження	129
3.4.3 Результати візуалізації та їх аналіз.....	130
3.5 Аналіз результатів дослідження впливу висоти інтенсифікатору у випарнику на теплову ефективність термосифону	138
3.6 Висновки до розділу 3.....	143
ВИСНОВКИ	144
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	147

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ І СКОРОЧЕНЬ

Одиниці вимірювання:

Q – тепловий потік, Вт

R – термічний опір, К/Вт

L – довжина, м

D, d – діаметр, м

F – площа, m^2 ;

V – об’ємна витрата, $m^3/год$

λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

t – температура, $^{\circ}C$

q – густина теплового потоку, Вт/ m^2 ;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/($m^2 \cdot K$);

τ - час, с.

Індекси:

зн. – зона нагріву;

зо – зона охолодження;

зт – зона транспорту;

нас. – насичення.

Скорочення:

ТС – термосифон;

КС – капілярна структура;

КЗ – коефіцієнт заповнення.

ВСТУП

Сучасна енергетика та промисловість ставлять високі вимоги до ефективності систем теплообміну, оскільки від цього залежить економія енергоресурсів, зниження витрат та покращення екологічних показників. Використання двофазних термосифонів у теплообмінних системах є одним із перспективних напрямів підвищення ефективності теплопередачі, оскільки вони використовують фазові переходи, що значно покращує теплові характеристики системи.

Традиційні теплообмінники мають певні обмеження, пов'язані з недостатньою інтенсивністю теплопередачі та значними втратами тепла. Впровадження термосифонів з нарізними зонами нагріву дозволяє не лише підвищити ефективність передачі тепла, але й зменшити енергоспоживання за рахунок оптимізації теплових потоків. Дослідження параметрів таких систем дозволяє знайти найбільш ефективні конструктивні рішення для їх застосування в промислових та енергетичних установках.

Крім того, підвищена інтенсивність теплопередачі у двофазних системах сприяє створенню більш компактних теплообмінних апаратів, що є особливо важливим для мобільних і автономних енергетичних систем, а також в умовах обмеженого простору, наприклад, у космічній та авіаційній техніці. У зв'язку з цим дослідження впливу конструктивних характеристик термосифонів на ефективність їх роботи має важливе практичне значення та наукову новизну

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами

Робота пов'язана з виконанням досліджень в рамках проекту Національного фонду досліджень України № 2020.02/0357 «Розвиток теплофізичних та конструктивно-технологічних основ підвищення ефективності охолодження приймально-передавальних модулів радіолокаційних станцій».

2020-2022 (з призупиненням у 2022 р. та продовженням у 2023 через форс-мажорні обставини).

Частина отриманих даних входила до складу науково-дослідницької теми, що проводилась на кафедрі атомної енергетики Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", а саме «Дослідження теплофізичних характеристик тонких плоских теплових труб для модернізації існуючих та створення перспективних радіолокаційних станцій», номер держ. реєстрації №0123U101837.

Мета роботи: визначення оптимальних геометричних параметрів та теплових характеристик двофазних термосифонів з нарізним випарником.

Для досягнення цієї мети було поставлено наступні завдання:

- провести експериментальні дослідження геометричних параметрів та теплових характеристик термосифонів з нарізною зоною нагріву;
- визначити вплив кута нахилу термосифону на ефективність теплообміну;
- дослідити вплив коефіцієнта заповнення робочої рідини на теплопередавальні характеристики термосифону;
- визначити оптимальний крок нарізі випарника для максимізації ефективності теплообміну;
- провести експериментальне дослідження процесів пароутворення для візуалізації гідродинамічного процесу під час функціонування двофазного термосифону;
- провести експериментальне дослідження для отримання візуалізації процесу формування теплового пограничного шару в умовах роботи двофазного термосифону;
- виконати аналіз процесів, що впливають на роботу двофазного термосифону;

– визначити оптимальну висоту нарізі у зоні нагріву двофазного термосифону.

Об’єкт дослідження: теплообмін та теплогідравлічні процеси в двофазних термосифонах.

Предмет дослідження: вплив геометричних і режимних параметрів на теплові характеристики термосифонів з нарізним випарником.

Метод дослідження: фізичне моделювання з метою визначення теплопередаючих характеристик термосифонів з нарізним випарником.

Наукова новизна:

1. Вперше експериментально визначено вплив нарізної структури на внутрішній поверхні випарника у діапазоні від 0,1мм до 0,5мм на ефективність теплообміну.

2. Вперше отримані оптимальні параметри коефіцієнта заповнення для термосифона з нарізним випарником.

3. Визначено взаємозв'язок кута нахилу термосифона з нарізним випарником та ефективності тепловіддачі.

4. Досліджено гідродинамічні цикли роботи двофазного термосифону при постійному навантаженні для класичного випадку, а також у плоскому термосифоні з нарізним випарником.

5. Виконана візуалізація процесів пароутворення на нарізній поверхні у складі двофазної системи.

6. Досліджено стадії формування теплового пограничного шару в умовах функціонування двофазних термосифонів.

7. Вперше визначено оптимальне співвідношення висоти інтенсифікатора для відносно коротких зон нагріву для нарізних термосифонів.

Практична цінність результатів роботи

Результати досліджень мають практичну цінність для проектування ефективних систем охолодження на базі термосифонів з нарізними випарниками для теплообмінного обладнання. Визначено, що використання двофазних систем дозволяє більш широко і ефективно використовувати обладнання такого типу у різних умовах.

Матеріали дисертації використовуються у навчальному процесі для підготовки докторів філософії за спеціальностями 142 Енергетичне машинобудування та 143 Атомна енергетика: в рамках викладання дисципліни «Кінетика фазових перетворень в енергетичному обладнанні» проводяться лекційні заняття за темами «Термосифони. Конструкції термосифонів. Особливості виготовлення. Переваги та недоліки. Область використання» та «Пульсаційні явища в двофазних термосифонах».

Особиста участь автора в одержанні наукових та практичних результатів в дисертаційній роботі

Дисертаційна робота є результатами самостійного дослідження Ліпницького Леоніда Володимировича. Дослідження, що приведено у роботі, виконано автором особисто, включаючи постановку експериментів, обробку даних, визначення результатів експериментальних досліджень та аналізу результатів.

Автором проведено розрахунки теплопередавальних характеристик термосифонів з нарізним випарником, проведено дослідження з візуалізації гідродинаміки двофазних потоків у термосифонах, а також з візуалізації формування теплового пограничного шару.

Дисертаційна робота виконана на кафедрі атомної енергетики Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського".

Апробація результатів дисертації

Основні результати дисертаційної роботи та її основні положення доповідались на конференціях:

- XXV міжнар. науково-практ. конф., м. Одеса, 27–29 трав. 2024 р;
- Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : XX Міжнар. науково-практ. конф. молодих вчен. та студентів, м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р.;
- Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : XIX Міжнар. науково-практ. конф. молодих вчен. та студентів, м. Київ, 20–23 квіт. 2021 р.;
- Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : XX Міжнар. науково-практ. конф. молодих вчен. та студентів, м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. ~~2023~~;
- XXIV міжнар. науково-практ. конф., м. Одеса, 29–31 трав. 2023 р.;
- XXII міжнар. науково-практ. конф., м. Одеса, 24–28 трав. 2021 р.;

Публікації за темою дисертації

По темі дисертації було опубліковано 15 наукових публікацій, з них: 3 статті у фаховому виданні України, 1 стаття у виданні з наукометричної бази даних Scopus Q1, 4 статті у виданні, що індексуються у Scopus Q2 та 1 стаття у виданні з бази даних Scopus Q3.

Опубліковано 6 тез наукових та науково-практичних конференцій.

Обсяг і структура дисертації

Дисертація складається зі вступу, 3 основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 48 наукових робіт. Повний обсяг становить 152 сторінки та включає 4 таблиці, 68 рисунків.

РОЗДІЛ 1 ТЕПЛООБМІННИКИ НА ОСНОВІ ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАРІЗНИМИ ЗОНАМИ НАГРІВУ

1.1 Теплообмінники енергетичних систем

1.1.1 Загальні відомості

Одними з ключових компонентів в енергетичній галузі, та промисловості є теплообмінні апарати. Ці пристрої забезпечують передачу теплової енергії між робочими середовищами. Їх використання має фундаментальну роль у роботі енергетичного обладнання, крім того, завдяки ним відбувається оптимізація теплових процесів, а також мінімізації втрат тепла з циклу. Такі функції є важливими для забезпечення стабільної роботи обладнання та досягнення високих техніко-економічних показників.

Сучасні теплообмінники широко застосовуються при організації, забезпеченні та управлінні тепловими процесами в енергетичному обладнанні, а також в технологічних схемах нафтохімічної та інших промисловостей.

В енергетичних установках теплообмінники відіграють важливу роль у таких процесах, як:

- генерація пари та конденсація: в парових котлах виконують роль основного джерела пари, в конденсаторах - забезпечують передачу тепла від пари до охолоджуючої води, що дозволяє знизити втрати тепла і збільшити коефіцієнт корисної дії котельної установки;
- охолодження: в охолоджувальних системах електростанцій теплообмінники використовуються для відведення надлишкового тепла, запобігаючи перегріву обладнання.
- утилізація тепла: теплообмінники дозволяють утилізувати надлишкове тепло від промислових процесів, використовуючи його для підігріву води або

повітря для подальшого використання, що знижує загальні витрати на паливо.

Конструкція теплообмінника, матеріали, з яких він виготовлений, організація потоків робочих середовищ, агрегатний стан робочих середовищ та конструктивні характеристики мають безпосередній вплив на ефективність роботи теплообмінного обладнання. Вибір оптимальної конфігурації та параметрів визначається призначенням, особливостями робочих середовищ та умовами експлуатації.

Теплообмінники можна класифікувати за кількома ключовими конструктивними ознаками, серед яких: тип теплообмінної поверхні, форма та орієнтація робочих каналів, напрямки потоків теплоносіїв та застосування додаткових елементів. Кожна з цих характеристик безпосередньо впливає на інтенсивність теплопередачі, а також на гідравлічний опір системи.

Одним з основних факторів, які впливають на ефективність теплообмінного обладнання є розміри і форма теплообмінної поверхні, а також застосування спеціальних пристроїв для турбулізації потоків робочих середовищ (турбулізаторів) [1].

Зі збільшенням площі контакту (площі теплообмінної поверхні) між робочими середовищами підвищується кількість переданого тепла, особливо в системах із малою різницею температур. Для збільшення площі теплообміну використовується різноманітні типи ребрення [1, 2]. Такі поверхні в свою чергу можуть використовуватися і як турбулізатори.

У трубчастих теплообмінниках площа теплообміну може бути збільшена за рахунок використання великої кількості трубок, які дозволяють рівномірно розподіляти тепло по системі. У пластинчастих теплообмінниках досягають значної площі контакту за рахунок складної структури пластин, які формують великі теплообмінні поверхні при мінімальному об'ємі.

Штучна турбулізація потоку забезпечує інтенсивне перемішування теплоносія, руйнує пограничні шари на теплообмінній поверхні, що призводить до підвищення інтенсивності теплообміну між середовищем та теплообмінними поверхнями обладнання, але і значно збільшує гідравлічний опір системи.

У трубчастих теплообмінниках, для забезпечення турбулентності потоків, можуть застосовуватися ребристі або спіральні вставки всередині трубок. У пластинчастих теплообмінниках форма пластин (рифлені, хвилясті або з іншими нерівностями) забезпечує турбулентність при низьких швидкостях руху робочих середовищ.

Також важливим фактором, який впливає на інтенсивність процесу передачі тепла в теплообміннику є агрегатний стан теплоносіїв. Відомо, що при зміні агрегатного стану речовини спостерігається виділення (поглинання) великої кількості теплоти, яка характеризується питомою теплотою пароутворення. Тому теплообмінні апарати, які використовують у якості теплоносіїв двофазні середовища забезпечують високу теплову ефективність енергетичного обладнання.

Одним зі способів використання фазових переходів у теплообмінному обладнанні є використання теплообмінних апаратів на базі термосифонів або теплових труб [3]. Їм приділяється велика увага: проводяться дослідження і розробка нових конструкцій. Використання термосифонів є актуальним у сучасній промисловості, енергетиці та побуті оскільки забезпечують [4]:

- високу інтенсивність передачі теплових потоків: зменшують ризики перегріву або переохолодження, що збільшує термін служби різноманітного обладнання;
- енергозбереження: використання термосифонів сприяє зниженню енергоспоживання, оскільки для досягнення однакового рівня передачі тепла необхідно витратити менше енергії, отже, скорочуються експлуатаційні витрати, що особливо критично у масштабних індустріальних системах;

- надійність та довговічність системи: високоефективні двофазні системи працюють стабільніше, що знижує ймовірність виходу з ладу через перегрів; крім того, такі системи є одним з пасивних елементів захисту обладнання, оскільки не потребують додаткового обладнання для своєї роботи, на відміну від класичних установок з використанням насосів для прокачування теплоносіїв;
- компактність та зменшення ваги: термосифони дозволяють зменшити розміри та вагу обладнання, відповідно економічно доцільніші у виробництві за рахунок зменшення витрат на виготовлення;
- зниження негативного впливу на навколишнє середовище: використання двофазних систем сприяє зменшенню викидів тепла в атмосферу та зменшує потребу у додаткових охолоджувальних системах, виготовлення і експлуатація яких можуть негативно впливати на навколишнє середовище; це відповідає сучасним екологічним стандартам та сприяє збереженню природних ресурсів.

1.1.2 Теплообмінники на основі двофазних систем

Термосифони і теплові труби є високоефективними елементами для передачі теплової енергії, що активно використовуються в сучасних теплообмінниках. Ці технології забезпечують ефективну передачу тепла за рахунок фазових переходів робочого середовища, таких як випаровування та конденсація.

Висока ефективність цих пристроїв пов'язана зі здатністю швидко передавати великі кількості тепла з мінімальним температурним опором. Впровадження термосифонів і теплових труб у конструкцію теплообмінників дозволяє суттєво підвищити ефективність теплопередачі.

Також використання двофазних пристроїв дозволяє трансформувати теплові потоки за рахунок регуляції довжин зони нагріву та охолодження [5], а

також збільшувати площу теплообміну методами оребрення, що значно може підвищити теплову ефективність обладнання.

Вони можуть бути використані у повітряних теплообмінниках для охолодження газів або парів, а також у рідинних системах. Теплові труби дозволяють значно зменшити розміри та масу теплообмінного обладнання, що є особливо важливим у космічних, авіаційних і електронних системах, де компактність і надійність є критичними параметрами.

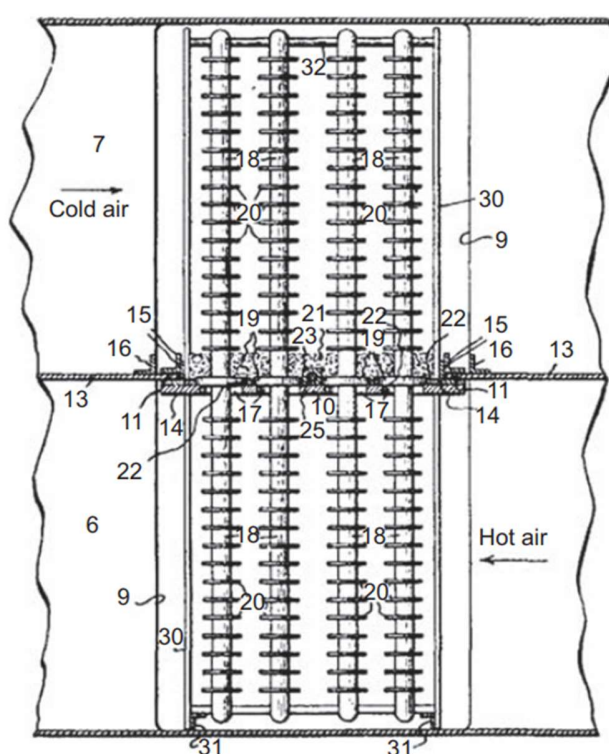


Рисунок 1.1 – Вигляд теплообмінного апарату на базі термосифонів [3]

Термосифони використовуються для утилізації відпрацьованого тепла у промислових процесах. Наприклад, у котлах і теплоелектроцентралях термосифони можуть відводити надлишкове тепло від димових газів або інших джерел тепла, забезпечуючи ефективне його повторне використання. Вони є ефективними в умовах, де можна забезпечити природний перепад температур для циркуляції робочого середовища.

Завдяки своїй здатності працювати без механічних частин, термосифони і теплові труби широко використовуються у пасивних системах охолодження, зокрема для охолодження відпрацьованих тепловиділяючих збірок у басейні витримки ядерного енергетичного реактора, електронних пристроїв та серверного обладнання. Вони дозволяють відводити тепло від нагрітих компонентів без використання вентиляторів або насосів, що знижує енерговитрати і підвищує стійкість та надійність системи термостабілізації

У роботі [6] представлено результати тестування нового типу теплообмінника на основі термосифона без ребер, який використовує колекторну схему та необхідністю заправки теплоносієм лише одного контуру. Основною метою дослідження було створення більш легкого, ефективного та економічного пристрою для утилізації промислових теплових викидів.

Теплообмінник складався з 144 мідних труб, які з'єднані між собою U-подібними вигинами, тобто використовується пульсаційна теплова труба (рис.1.2).

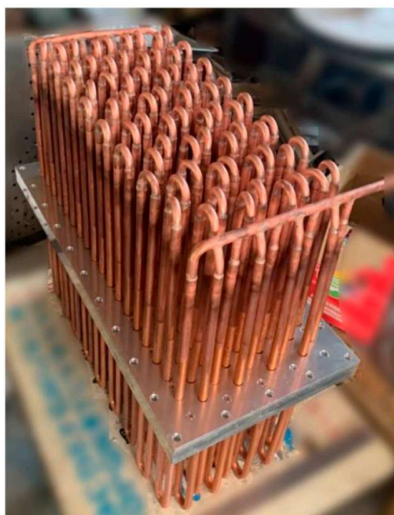


Рисунок 1.2 – Загальний вид експериментального зразку з колекторною схемою [6]

Відсутність ребер дозволяє мінімізувати гідравлічний опір, а також зменшити витрати на обслуговування та вагу пристрою. Тестування показало, що максимальний тепловий потік, який було передано, досяг 6,65 кВт при температурі нагрівального басейну 150°C і об'ємною витратою повітря 1600 м³/год.

При проведенні досліджень використовувалася вода, у якості основного теплоносія, з заповненням пульсаційної теплової труби на 40%. Ці умови дозволили досягти ефективної теплопровідності до 12 798 Вт/м·К, що підвищило загальну ефективність системи.

Однак, для промислових застосувань, які вимагають вищих температур, вода, у якості теплоносія пульсаційної теплової труби, не може використовуватися через високий тиск пари при значних температурах. Для таких випадків використовуються інші теплоносії, які здатні працювати при вищих температурах, що робить їх перспективними для майбутніх досліджень та впровадження в системах рекуперації тепла.

Робота [7] присвячена розробці, тестуванню та оптимізації теплообмінника на основі термосифона з використанням у якості теплоносія води та R134a. Метою дослідження було підвищення ефективності відновлення тепла в системах повітря-вода.

Теплообмінник складався з 28 мідних термосифонів, розташованих у чотири ряди по сім колон (рис.1.3). У дослідженні використовувалися три робочі рідини: дистильована вода, холодоагент R134a і гібрид з їх комбінації. Робочі рідини випробовувалися при різних температурах повітря (80°C, 110°C і 140°C), щоб визначити їх ефективність.

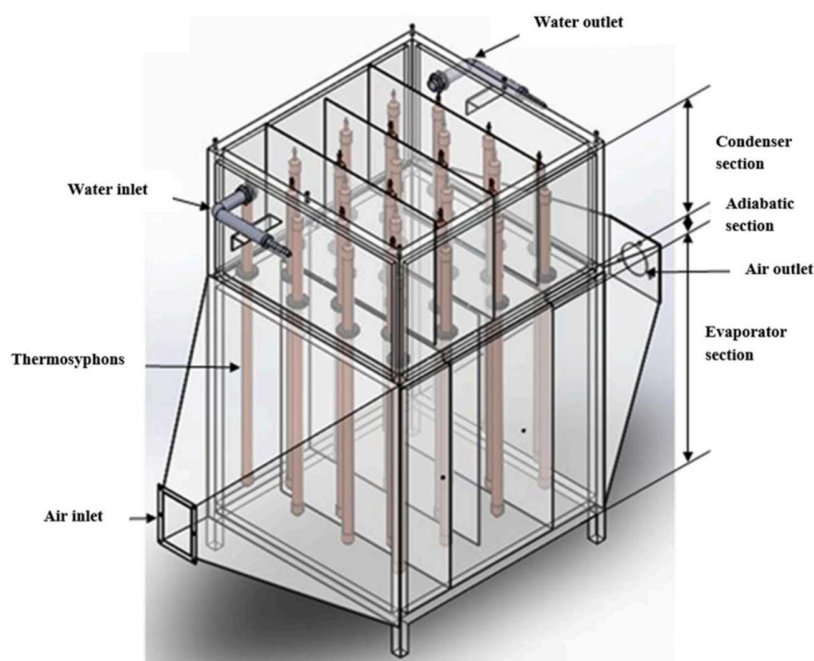


Рисунок 1.3 – Загальний вид теплообмінника на основі термосифонів [7]

Автори [7] на основі проведених досліджень надають рекомендації щодо оптимізації теплообмінників на основі термосифонів для енергозбереження у системах утилізації тепла повітря і води.

1. Вибір робочої рідини: холодоагент R134a показав найвищу ефективність серед трьох робочих рідин. Це пов'язано з тим, що R134a має нижчу теплоту випаровування в порівнянні з водою, що дозволяє йому ефективніше передавати тепло при однакових умовах. Таким чином, R134a рекомендований для використання у системах, де важлива висока ефективність при менших розмірах теплообмінника.

Дистильована вода також може бути ефективною при нижчих температурах (80...110°C), але при вищих температурах ефективність системи значно падає. Вода може бути рекомендована для використання у системах, де високий тиск пари не є проблемою або потрібна більша теплова ємність.

Гібридний теплоносій (поєднання води та R134a) дає середні показники ефективності та може використовуватися у специфічних випадках, коли є потреба в урівноваженні властивостей обох рідин.

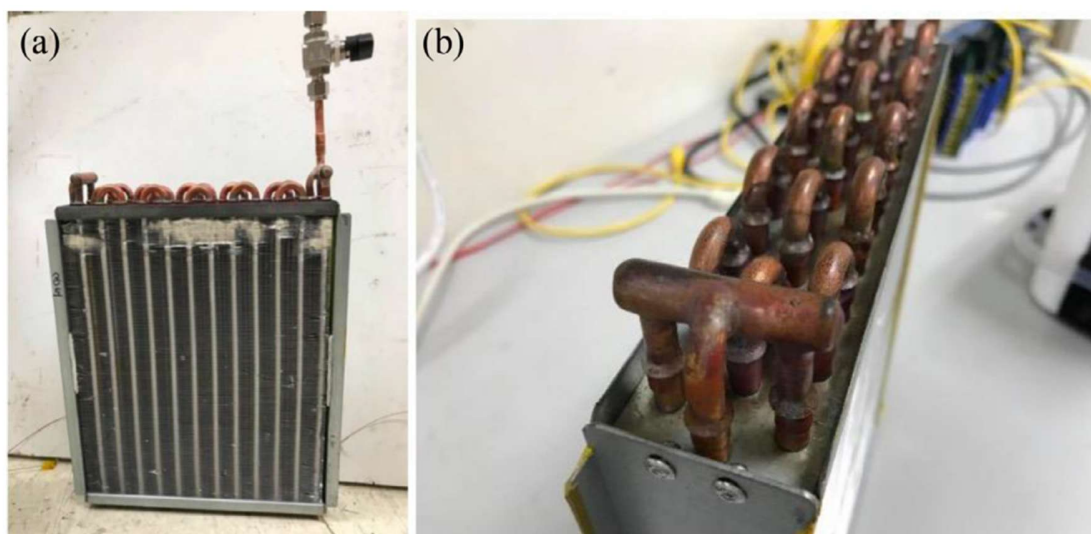
2. Збільшення швидкості потоку: зі збільшенням швидкості зовнішнього потоку гарячого повітря відбувається зменшення загального термічного опору системи, що сприяє покращенню процесу кипіння у випарнику. Це особливо важливо для систем з великими навантаженнями, таких як промислові установки.

Крім того було виявлено, що R134a найбільш ефективний теплоносій за умов високої швидкості зовнішнього потоку.

3. Термічний опір та кипіння: рекомендовано підтримувати такий рівень теплового навантаження, щоб забезпечити режим кипіння з активним утворенням бульбашок, оскільки це призводить до суттєвого зниження термічного опору.

4. Практичне застосування: результати дослідження можуть бути використані для розробки теплообмінників у системах рекуперації тепла в будівлях та промисловості, де важливо мінімізувати втрати тепла та підвищити енергоефективність системи. Рекомендовано використовувати у якості теплоносія у термосифоні R134a для компактних і високоефективних систем, водночас воду у якості теплоносія можна використовувати в більших системах з нижчими вимогами до тиску.

У роботі [8] представлено результати досліджень теплової ефективності 3D-ребристо-трубчастого теплообмінника, який є модифікацією комерційного продукту для використання в системах рекуперації тепла (рис.1.4). Автори виконали експериментальні дослідження для трьох робочих рідин (води, HFE-7000 і R134a) при трьох рівнях заповнення (35%, 50%, 65%) для визначення оптимальних умов роботи теплообмінника.



a -; b -

Рисунок 1.4 – Загальний вид 3D-ребристо-трубчастого теплообмінника [8]

Аналіз результатів дослідження показав, що вода є найбільш ефективною рідиною у якості теплоносія, оскільки сприяє виникненню пульсацій у зоні нагріву (тобто система працює як пульсаційна теплова труба), що покращує рівномірність температурного поля та знижує термічний опір системи (рис.1.5). При використанні робочих рідин HFE-7000 і R134a система працює у режимі термосифону, де головну роль відіграє сили гравітації. Термосифон з HFE-7000 показав підвищені температурні коливання через локальні сухі зони в випарнику, тоді як термосифон з R134a продемонстрував стабільну інтенсивність теплопередачі, хоча через високий коефіцієнт в'язкості рідина не завжди рівномірно розподілялася по трубках.

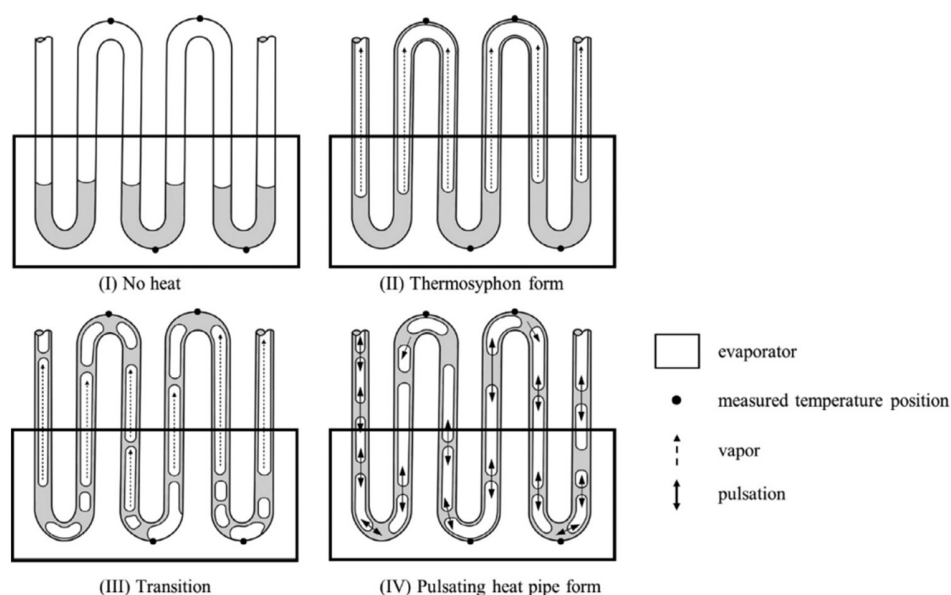


Рисунок 1.5 – Розподіл рідини у двофазній системі [8]

Основні результати дослідження [8] свідчать, що при використанні у якості теплоносія води оптимальне заповнення системи становить 50%, тоді як для HFE-7000 – 35%. Максимальна ефективність теплообмінника з водою досягає 0,69, що обґрунтовується використанням ребристої структури, яка розширює площу теплообміну.

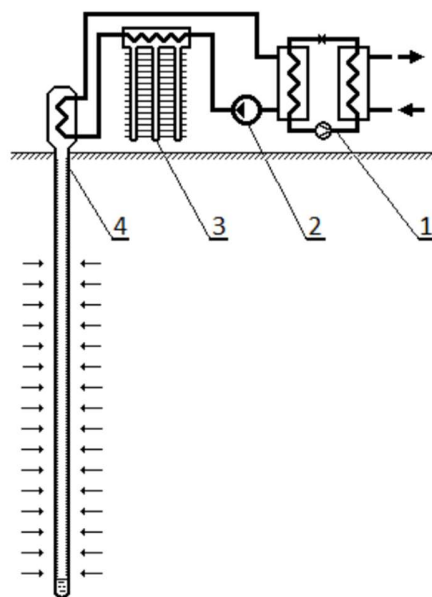
Крім класичного використання у стандартних теплообмінних апаратах термосифони знайшли своє застосування і у альтернативній енергетиці. У роботі [9] проведено аналіз ефективності використання теплового потенціалу навколишнього середовища та верхніх шарів ґрунту України для теплопостачання за допомогою теплових насосів. Дослідники зосередилися на порівнянні двоконтурної теплонасосної системи, яка використовує тепло ґрунту і повітря, з традиційними системами.

Аналіз показав, що ґрунт зберігає стабільну температуру впродовж року, що підвищує гнучкість системи. Теплові насоси типу "ґрунт-вода" демонструють високий коефіцієнт перетворення (COP) незалежно від сезону, тоді як системи "повітря-вода" мають значні коливання продуктивності залежно від температури.

У холодний період ґрунтові теплові насоси більш ефективні, тоді як повітряні насоси досягають пікової продуктивності влітку.

Також було виявлено, що річна теплопродуктивність комбінованої системи, яка використовує обидва джерела тепла, на 20% вища порівняно з системами, що працюють автономно. Це дозволяє значно покращити річні показники ефективності, особливо в умовах помірного клімату.

У роботі було запропоновано технологічну схему (рис.1.6) для підвищення ефективності системи, а саме використання двофазного гравітаційного термосифону, що забезпечує автоматичне використання тепла від джерела з вищою температурою. Така конструкція дозволяє оптимізувати теплопродуктивність без додаткового регулювання.



1 – тепловий насос, 2 – циркуляційний насос низькопотенційного теплоносія,
3 – повітряний теплообмінник, 4 – ґрунтовий теплообмінник

Рисунок 1.6 – Принципова схема системи теплонасосного теплопостачання з двома джерелами низькопотенційної теплоти [9]

Отже, на основі проведеного аналізу результатів досліджень можна зробити висновок, що підвищення ефективності роботи двофазних термосифонів має ключове значення для енергозбереження, зменшення експлуатаційних витрат, екологічної безпеки та покращення надійності різноманітного обладнання.

1.1.3 Ефективність двофазних систем для теплообмінного обладнання

Для розробки високоефективного енергетичного обладнання слід застосовувати оптимальні системи, які забезпечують необхідні параметри за заданих умов експлуатації.

Як показав аналіз існуючих даних з літературних джерел [10], в основному, на ефективність роботи двофазних систем (термосифонів) впливають наступні параметри:

- конструктивні особливості зон випаровування, транспортної і конденсації;
- теплофізичні властивості теплоносія: вибір теплоносія залежить від умов роботи, конструктивних характеристик і призначення термосифона;
- коефіцієнт заповнення;
- кут нахилу відносно горизонту.

Результатам дослідження впливу параметрів термосифонів на теплову ефективність двофазних систем присвячена значна кількість робіт.

Попередні дослідження, зокрема роботи Гроба та Гане (1986) [11] і Чжу та Вафаї (1999) [12], підкреслюють значення конструкційних особливостей для підвищення інтенсивності теплопередачі в закритих термосифонах.

У роботі [13] представлені результати дослідження ефективності та зниження енергоспоживання нових конструкцій термосифонів для передачі тепла від рідини до газу в умовах, наближених до реальних кліматичних умов.

Було розроблено дві різні конструкції термосифонів з діаметром 25 мм та 40 мм (рис.1.7), які мали різні види зовнішнього оребрення у зонах нагріву та конденсації.

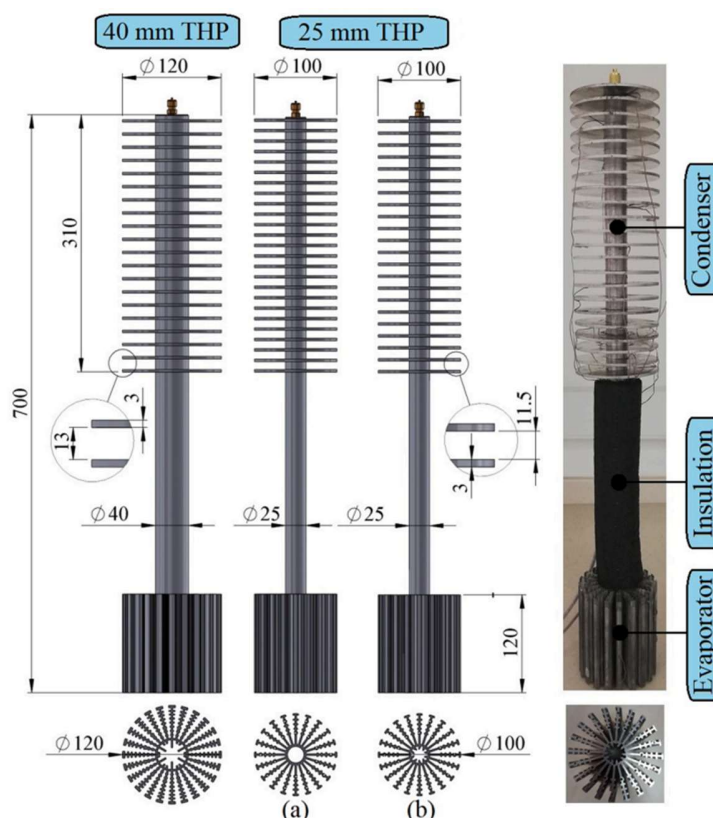


Рисунок 1.7 – Конструктивні параметри термосифонів [13]

Авторами статті підкреслюється важливий вплив на ефективність передачі тепла таких параметрів, як робоча рідина, швидкість потоку повітря, температура теплового джерела та конструкція ребер. Проведені експериментальні дослідження показали, що найвища інтенсивність тепловіддачі була отримана з випарником діаметром 25 мм, у порівнянні з діаметром 40 мм. Коефіцієнт теплообміну у випарнику змінювався від 389,511 до 325,632 Вт/(м²·К) залежно від умов проведення досліджень.

У зоні конденсації результати були менш суттєвими, де коефіцієнт теплообміну змінювався від 10,94 до 11,36 Вт/(м²·К). Важливим фактором також

є кількість робочої рідини, що використовувалася в системі: надлишковий або недостатній обсяг рідини негативно впливав на ефективність системи.

На основі отриманих результатів авторами рекомендується використовувати 25 мм ТНР, де необхідна більш ефективна теплопередача при менших розмірах та вагових обмеженнях.

Основним методом підвищення теплопередавальних характеристик двофазних термосифонів є інтенсифікація теплогідравлічних процесів в зонах кипіння та конденсації. Для цього широко використовуються різного роду покриття [14], нанесення пористих структур різноманітного типу [15, 16], використання поверхневої нано- обробки (LIPS) [17] та стуктуризація поверхні механічними методами [18, 19].

На даний час достатньо перспективним напрямком підвищення інтенсивності теплообміну в зонах нагріву і конденсації термосифонів є використання внутрішньої гвинтової нарізі. Експериментальні дослідження, виконані Ахмедом А.А. Аттією, Хейрі Х. Ель-Нагаром і Редою І. Ель-Гнамом [20], зосереджені на аналізі впливу різних кроків гвинтової нарізі на теплову ефективність термосифонів, заповнених дистильованою водою. Термосифон з гвинтовою нарізю по всій довжині працює як артерія для повернення конденсату з зони конденсації до випарника, забезпечуючи більш ізольований шлях конденсату, що знижує його контакт із потоком пари.

У роботі [20] представлено експериментальну установку, що включала мідні теплові труби довжиною 300 мм з діаметром внутрішньої поверхні 9 мм. Трубки виготовлялися як без нарізі, так і з внутрішньою гвинтовою нарізю з кроками 0,75, 1,0, 1,25 та 1,5 мм (рис.1.8). Під час експериментів у діапазоні теплової потужності від 25 до 200 Вт було зафіксовано підвищення загального коефіцієнта теплопередачі для трубок з нарізю у порівнянні з гладкими трубками.



а – повний профіль нарізі; б – неповний профіль нарізі

Рисунок 1.8 – Вигляд внутрішньої поверхні термосифону з нарізю [20]

За результатами аналізу проведених досліджень було визначено, що використання внутрішньої нарізі, у порівнянні з гладкими поверхнями, підвищує ефективність термосифона від 20% до 55% в залежності від рівня вхідної теплової потужності. Найбільш ефективними виявилися термосифони з кроками нарізі 0,75 мм та 1,0 мм, які забезпечували максимальне збільшення поверхні контакту завдяки повному заповненню внутрішнього простору рифленням.

Одним з важливих факторів, який впливає на ефективність термосифонів, є оптимальний коефіцієнт заповнення (K_3), який визначається як відношення об'єму теплоносія до об'єму внутрішнього простору термосифону в зоні випаровування.

Достатньо велика кількість досліджень присвячена цьому питанню. Паякарука та інші дослідники [21] представили кореляційні залежності для прогнозування характеристик теплопередачі за різних кутів нахилу, а також вказали про значний вплив коефіцієнта заповнення на ефективність теплопередачі.

В роботі [22] виявлено, що оптимальним значенням K_3 є 50% для досліджених мультиканальних термосифонів. Дослідження проводилось для K_3 в діапазоні від 40% до 60%, при кутах нахилу зразка від 45° до 90°. Крім того виявлено, що при зменшенні кута нахилу термічний опір зразка зростає.

Автори [23] наводять результати досліджень, в яких оптимальне значення КЗ становило 30% для мініатюрного кільцевого термосифону.

Таким чином можна стверджувати, що для різних конфігурацій термосифонів оптимальне значення КЗ буде відрізнятись.

Для збільшення ефективності функціонування термосифонів замість корпусів з гладкою внутрішньою стінкою використовують внутрішнє поздовжнє оребрення, тобто канавки. Саме для такого зразку проводилось дослідження характеристик у роботі [24] та порівняння їх зі звичайним гладкостінним зразком. Важливо відмітити, що КЗ в роботі змінювали в замкненій системі за допомогою додаткового об'єму з теплоносієм та герметичним вентилем. Результати показали, що при КЗ менше 20% дуже швидко настає криза по осушенню зони нагріву. При цьому при КЗ більше ніж 80% значно завищений термічний опір. Найефективнішим себе показав КЗ в діапазоні від 50 до 70%.

У роботі [25] наведено результати дослідження з впливу КЗ на інтенсивність тепловіддачі в зоні випаровування. Довжина термосифону – 1м, внутрішній діаметр 14,5мм, теплоносій – дистильована вода. Коефіцієнти заповнення змінювалися в діапазоні від 15% до 30%. Найвищі значення коефіцієнтів тепловіддачі були отримані для КЗ = 30% в усьому діапазоні кутів нахилу від 15° до 90°.

Автори [26] надають результати досліджень по впливу КЗ для термосифону з теплоносієм з добавкою наночасток. Для цього випадку оптимальне значення КЗ з точки зору теплового опору отримано на рівні 60% при діапазоні досліджених значень від 30 до 60%.

У роботах [27-31] наводяться результати досліджень характеристик двофазних термосифонів, та впливу на ці характеристики коефіцієнту заповнення. В загальному, в наведених джерелах оптимальне значення КЗ варіюється від 30% до 60% в залежності від геометричних параметрів, форми термосифонів та типу теплоносія. Таким чином, визначення оптимального

значення КЗ для нетипового двофазного термосифону має бути проведено експериментально.

1.1.4 Постановка задачі дослідження. Вибір методу дослідження

Сучасний розвиток теплообмінного обладнання та двофазних систем супроводжується постійним пошуком нових методів підвищення інтенсивності теплообміну, а також його ефективній передачі.

Зважаючи на проведений огляд, і проведеному аналізу, що базується на широкому діапазоні факторів, які впливають на ефективність роботи двофазних систем, зумовлює необхідність пошуку підходів до технологічності виготовлення таких систем. Крім того, технологічність не повинна зменшувати ефективність роботи.

Таким чином сформульовано мету дослідження:

Визначити оптимальні ефективні геометричні та теплові параметри для двофазних термосифонів з нарізним випарником.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі завдання:

1. Виконати експериментальні дослідження по визначенню основних характеристик, а також більш глибоко вивчити процеси теплообміну та теплогідравлічні процеси у двофазних термосифонах
2. Оцінити ефективність запропонованого методу інтенсифікації відносно гладкої немодифікованої поверхні
3. Провести дослідження з впливу кута нахилу на теплову ефективність термосифону з нарізним випарником
4. Розробити методику та провести дослідження впливу коефіцієнту заповнення без додаткового втручання у внутрішню замкнену двофазну систему
5. Визначити оптимальний крок нарізі у випарнику двофазного термосифону

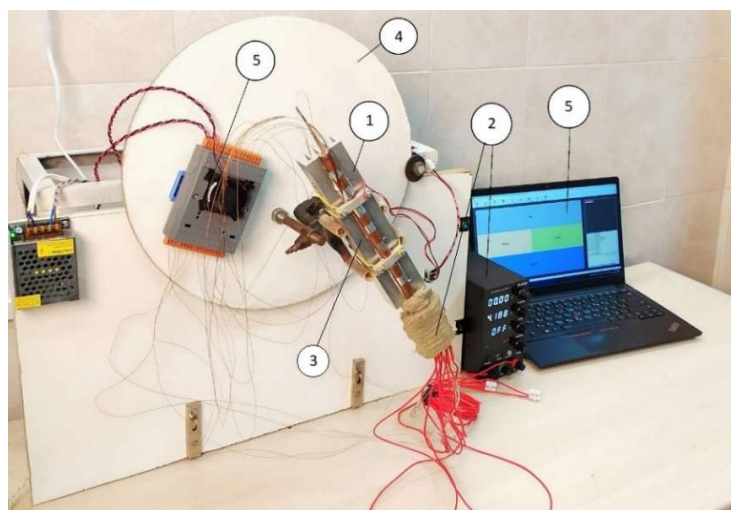
1.2 Дослідження теплових характеристик двофазних термосифонів з нарізними зонами нагріву

У даному підрозділі представлено методи і результати дослідження впливу конструктивних характеристик термосифонів з нарізними зонами нагріву на ефективність роботи даного пристрою. Метою проведеного дослідження було визначення оптимальних геометричних параметрів термосифону з нарізною зоною нагріву.

1.2.1 Опис експериментального стенду

Загальний вид та основні системи додатково описано та опубліковано у [37].

Для дослідження теплових характеристик термосифону з нарізним випарником було розроблено і виготовлено експериментальний стенд (рис. 1.9), який складається з наступних систем:



1 – експериментальний зразок у складі системи підводу та відводу теплоти, 2 – система підведення теплоти, 3 – система відводу теплоти, 4 – поворотний пристрій, 5 – систему контролю та вимірювання температури

Рисунок 1.9 – Вигляд експериментального стенду для дослідження теплових характеристик двофазних термосифонів

- робоча ділянка (поз.1, рис 1.9);
- система підведення теплоти (поз.2, рис 1.9);
- система відведення теплоти (поз.3, рис 1.9);
- поворотний пристрій(поз.4, рис 1.9);
- система контролю та вимірювання (поз.5, рис 1.9);.

Розглянемо більш детально основні системи стенду.

1.2.1.1 Робоча ділянка

Робоча ділянка, яка являє собою термосифон певних геометричних (крок нарізі, довжина зони нагріву) і режимних (орієнтація у просторі, коефіцієнт заповнення) параметрів. Характеристики робочих ділянок надано у табл. 1.1. Вид робочої ділянки обирався в залежності від мети експериментальних досліджень.

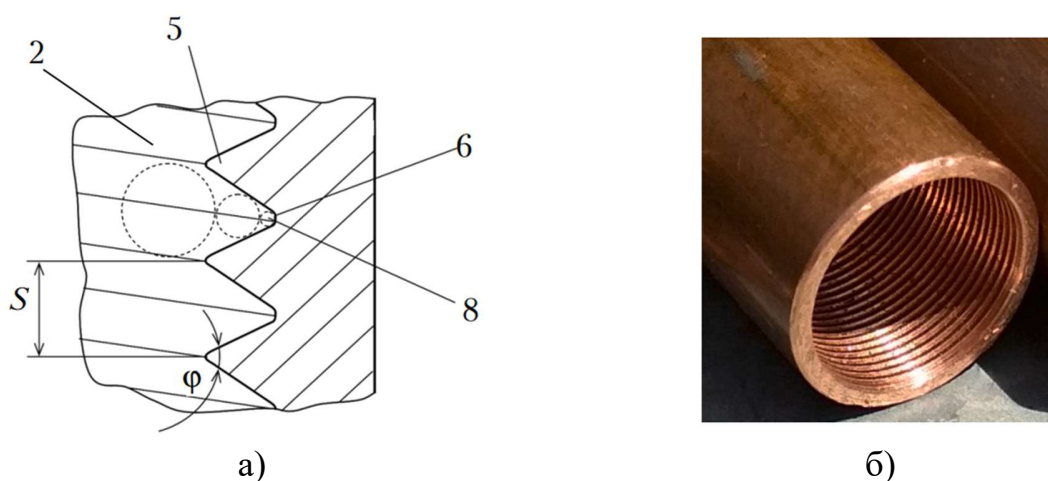
Таблиця 1.1 – Характеристики робочих ділянок стенду для дослідження теплових характеристик двофазних термосифонів

	Довжина ЗН	Довжина ЗО	Тип охолодження	Загальна довжина	КЗ	Крок нарізі	Теплоносій
1	40	60	Вільна конв.	255	1	0,5	R141b
2	40	60	Вільна конв.	255	Змінне	0,5	Етиловий спирт
3	40	200	Вимушена конв.	255	0,5	0,1 – 0,5	R141b

Для проведення досліджень були виготовлені експериментальні зразки у вигляді мідних термосифонів з нарізною капілярною структурою у зоні нагріву, внутрішня поверхня зони транспорту та конденсації при цьому залишалась гладкою.

На рис. 1.10 представлено загальний вид нарізі у зоні нагріву після його виготовлення. Виготовлення проводилось за допомогою нарізного інструменту, (мітчиком М11х0,5).

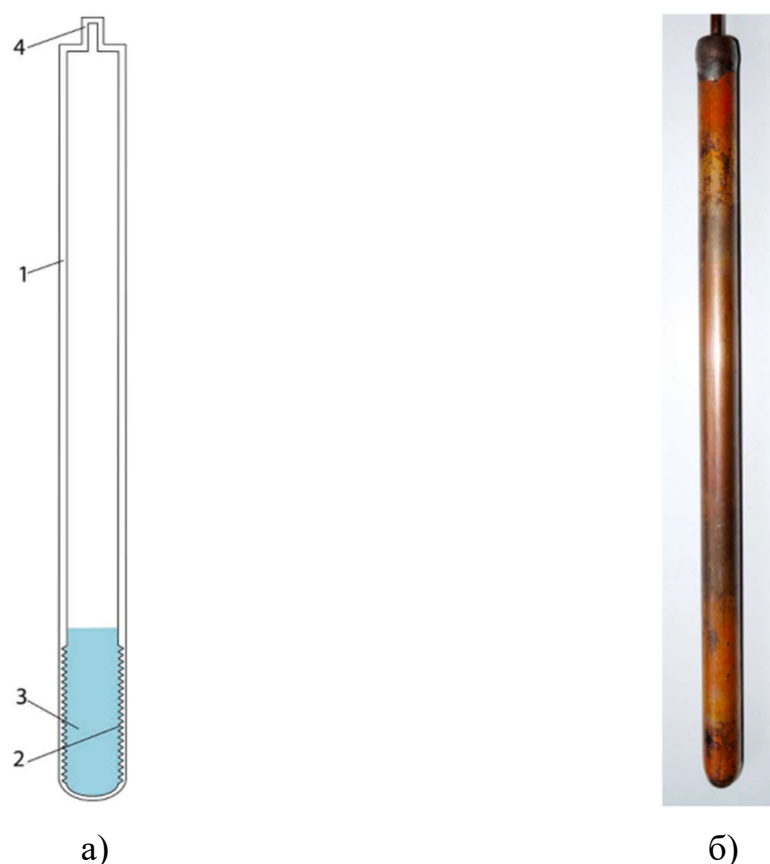
У якості теплоносія використовувався фреон R141b. Важливою перевагою заповнення ТС фреоном R141b є низьке значення коефіцієнта поверхневого натягу порівняно з водою (18,7 мН/м), що сприяє поверненню робочої рідини до випарника, особливо при малих кутах нахилу, і краще заповнює канавки різьбової капілярної структури рідкою фазою робочої рідини. Ці властивості робочої рідини сприяють стабілізації процесів тепломасообміну в термосифоні після досягнення повної функціональності в діапазоні досліджень по потужності. Інші теплофізичні властивості цієї робочої рідини (температура кипіння при атмосферному тиску 31,9 °С, критична температура 201,5 °С, температура замерзання –103,5 °С) дозволяють використовувати термосифон у широкому діапазоні температур: від –100 °С до +200 °С.



а – схема нарізі; б – загальний вигляд

Рисунок 1.10 – Загальний вид зони нагріву [32]

На рис.1.11 представлено загальне схематичне зображення заповнення теплоносієм перед початком проведення досліджень, а також загальний вид термосифону.



а) – схема заповнення; б) – загальний вигляд

Рисунок 1.11 – Загальний вигляд виготовленого зразку термосифону [32]

Особливості робочих ділянок для кожної серії дослідів представлені у відповідних пунктах аналізу.

1.2.1.2 Система підведення теплоти

Підведення теплової потужності до експериментального зразка при дослідженні орієнтації термосифона на його теплопередавальні характеристики відбувалось за допомогою роздільного електричного нагрівача на основі вуглецевих плівок. Основним нагрівальним елементом імітатора були обрані резистивні елементи, створені на основі плівок (рис.1.12). Електричний нагрівач складається з чотирьох нагрівальних елементів, які змонтовані на двочастинній

основі та стягується хомутами. Основа для нагрівальних елементів – це пластина з кераміки VK-94 розміром $14 \times 14 \times 1$ мм. На верхній поверхні пластини за допомогою вакуумного осадження утворено леговану плівку вуглецевого покриття з контактними пластинами. Нагрівальні елементи виготовлено компанією LAET, Ltd., Одеса, Україна. Силіконовий клей RTV-904 забезпечує гарний термічний контакт між нагрівальними елементами і основою. Максимальна потужність нагрівача становить 200 Вт.

При дослідженні впливу коефіцієнта заповнення на теплопередавальні характеристики термосифона основним елементом системи нагріву є роздільний електричний нагрівач на основі алмазоподібних плівок (рис.1.12). Конструкція нагрівача подібна до вищеописаної.



Рисунок 1.12 – Вигляд нагрівача

При дослідженні впливу кроку нарізи у зоні нагріву термосифона на його теплопередавальні характеристики використовувався у якості нагрівача алюмінієвий імітатор теплового потоку. Нагрівач складається з двох симетричних частин, в яких методом фрезерування виконано напівциліндричні пази. У якості нагрівальних елементів було використано резистивні нагрівачі патронного типу, потужність одного такого елемента складає 50Вт, загальна теплова потужність складає до 200Вт. Для забезпечення рівномірного теплового

контакту ТЕНів з корпусом імітатора по всій довжині зони нагріву було використано термоінтерфейс у вигляді термопасти КПТ-8, коефіцієнт теплопровідності якої $0,65 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

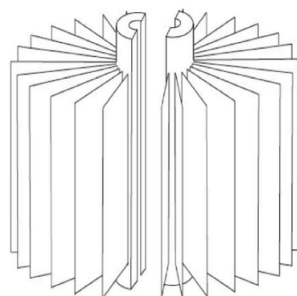
Джерело живлення нагрівачів – електрична мережа. Регулювання потужності виконувалося за допомогою лабораторного автотрансформатора ЛАТР-2,5-И, або лабораторного блоку живлення постійного струму.

1.2.1.3 Система відведення теплоти

Вид системи змінювався, в залежності від умов проведення експериментальних досліджень.

Використовувалися дві системи охолодження.

1. В умовах природної конвекції для охолодження термосифона використовується пасивний радіатор з 32 ребрами, які радіально розходяться від теплової труби (рис. 1.13). Загальна площа теплообміну радіатора – $0,12 \text{ м}^2$.



а)



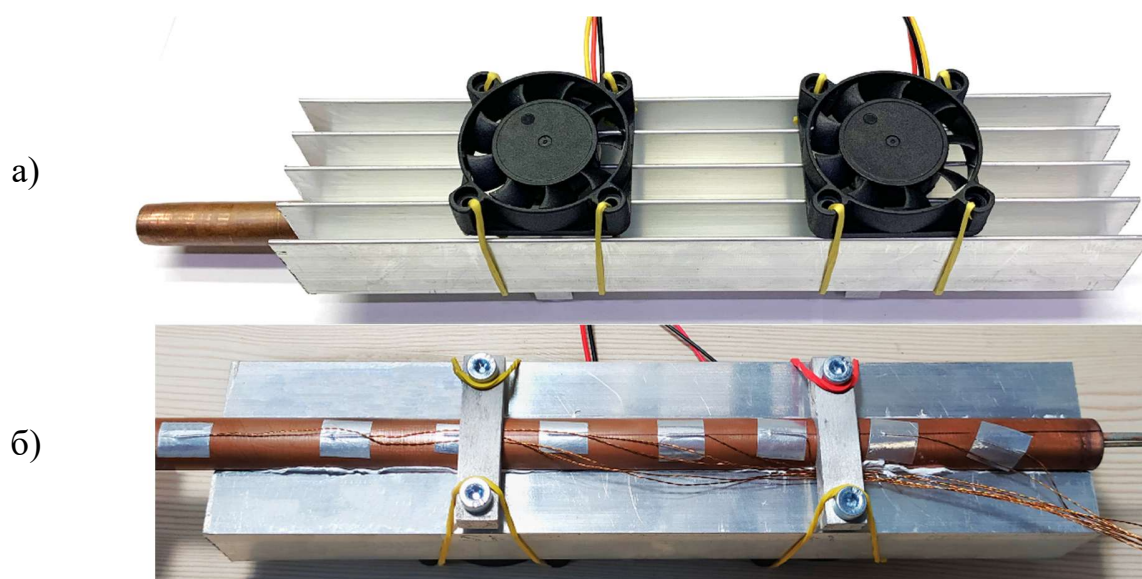
б)

а – схема радіатора системи охолодження; б – загальний вигляд

Рисунок 1.13 – Радіатор системи охолодження для досліджень в умовах природної конвекції

Для забезпечення щільного контакту з поверхнею зони конденсації термосифона радіатор з'єднано гнучкими металевими хомутами.

2. В умовах вимушеної конвекції в зоні конденсації термосифона у якості радіатора було використано стандартний алюмінієвий профіль в основі якого методом фрезерування виконано повздовжній паз напівциліндричної форми (рис. 1.14). Для фіксації використано дві планки для притиснення, в яких виконано напівциліндричні вибірки для уникнення пошкодження чи деформації експериментальних зразків. Для забезпечення умов вимушеної конвекції було використано два вентилятора Gembird D40SM-12A з об'ємною витратою повітря $5,2 \text{ м}^3/\text{год}$.



а – загальний вигляд радіатора системи охолодження; б – кріплення радіатора до зони конденсації

Рисунок 1.14 – Радіатор системи охолодження для досліджень в умовах вимушеної конвекції

Для забезпечення якісного теплового контакту використано термопаста КПТ-8.

1.2.1.4 Поворотний пристрій

Система просторового розміщення включає поворотну платформу з пристроєм для фіксації (див. рис.1.9), що дозволяє встановлювати робочу ділянку під заданим кутом до горизонту в межах від $+90^\circ$ (ТС розташовується вертикально, зона нагріву - знизу) до -90° (ТС розташовується вертикально, зона нагріву - зверху).

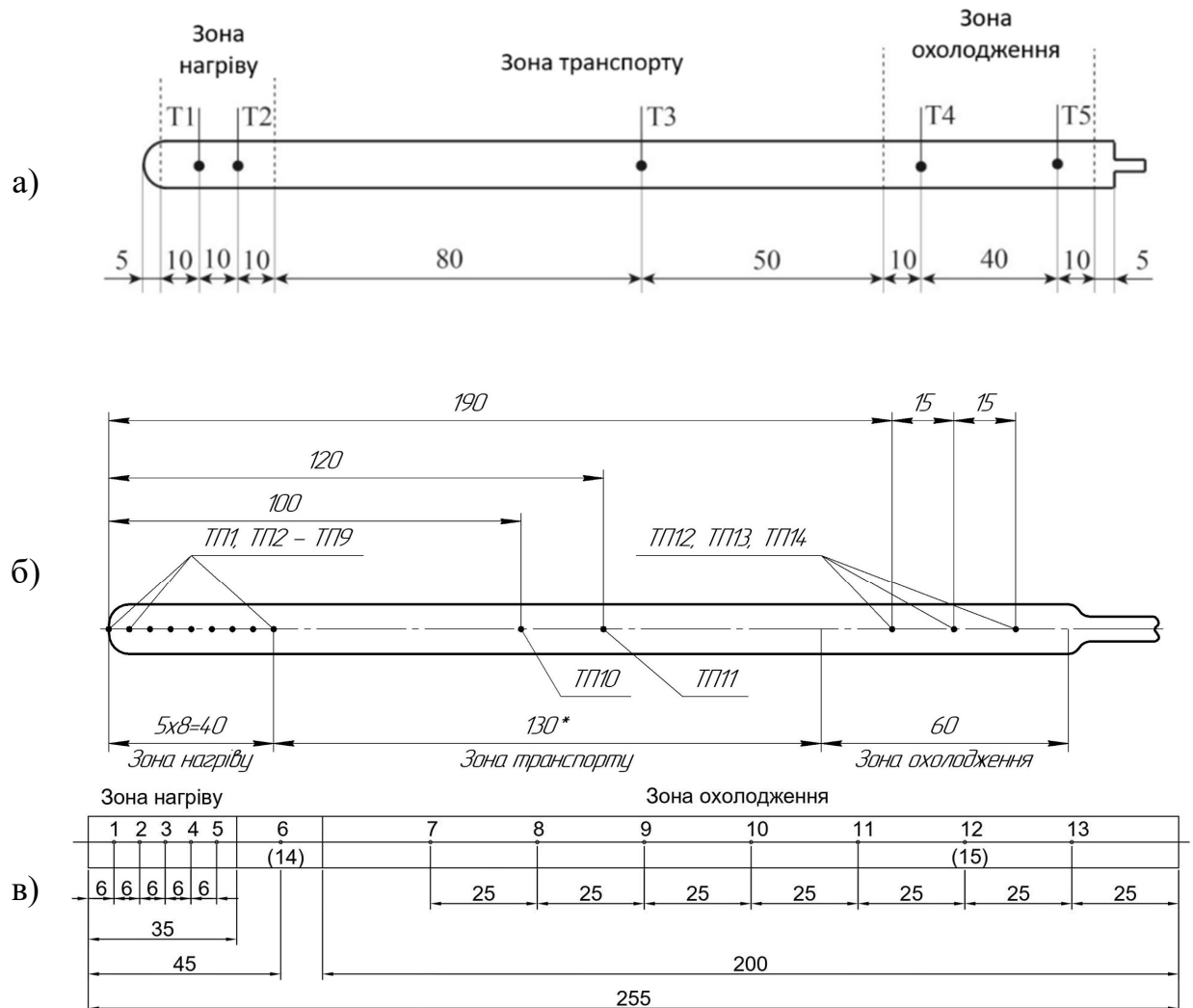
1.2.1.5 Система контролю та вимірювань

Складається з наступних підсистем:

- контролю і вимірювання теплового потоку в зоні нагріву: джерело живлення – електрична мережа, для регулювання підведеної потужності використовувався ЛАТР-2,5-И, контроль потужності нагрівача відбувався за допомогою ватметра Д522;
- підсистема, яка забезпечує просторову орієнтацію робочої ділянки у просторі: для вимірювання кута нахилу робочої ділянки відносно горизонту використовується цифровий кутомір;
- підсистема вимірювання температури складається з мідь-константанових термопар типу Т і багатоканального вимірювального пристрою ICP-CON M-7018-16; дані з модуля передавались на персональний комп'ютер через перетворювач інтерфейсу RS-485 to USB, де і відслідковувались в режимі реального часу за допомогою програмного забезпечення EZ Data Logger.

Для проведення експериментальних досліджень теплових характеристик термосифонів важливо забезпечити точне вимірювання температури в різних її зонах. Для цього на зразок теплової труби встановлюються термопари, що дозволяють контролювати температурний розподіл уздовж випарної, конденсаційної та транспортної зон. Розташування датчиків визначалось з урахуванням геометричних параметрів ТС та зон, де відбувається найбільш

інтенсивний теплообмін. Тому схеми розташування термопар залежать від умов проведення досліджень (рис. 1.15)



а – при дослідженні впливу теплового навантаження і орієнтації у просторі;

б – коефіцієнта заповнення; в – кроку нарізи у випарнику

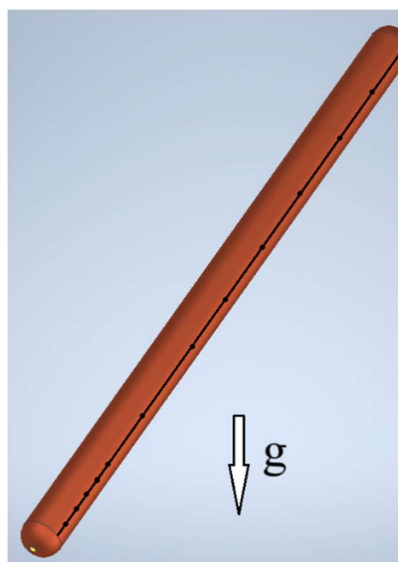
Рисунок 1.15 – Схеми розташування термопар

Дроти термопар прокладались у спеціальних, передбачених для цього пазах нагрівача та радіатора. Таким чином було виключена ймовірність контакту датчиків з поверхнею радіатора чи нагрівача, що могло вплинути на виміряні значення температур. Кожен датчик закріплюється на поверхні теплової труби за

допомогою алюмінієвої липкої стрічки, щоб забезпечити мінімальний тепловий контактний опір і уникнути зсувів під час роботи (рис.1.16). Усі датчики встановлені вздовж однієї твірної, яка зі зміною кута нахилу завжди орієнтована праворуч або ліворуч відносно дії сил тяжіння (рис. 16, б). Таке розташування обумовлено необхідністю вимірювання середньої температури зони. Якщо твірна лінія датчиків буде зорієнтована на верхній частині термосифона, то під час зміни положення робочої ділянки температурні датчики будуть вимірювати температуру пари. Якщо ж датчики будуть розташовані на нижній частині циліндричної частини – вимірювання температури переохолодженої рідини у зоні конденсації. Зазначене впливає на релевантність отриманих результатів.



а)



б)

Рис. 1.16 – Загальний вигляд експериментального зразка з фіксацією датчиків температури

Отримані дані дозволяють визначити локальні та середні температури, що є необхідним для оцінки ефективності роботи теплової труби.

В наслідок відносно невеликої довжини зони транспорту ТС при дослідженні впливу кроку нарізи у випарнику на ефективність термосифона існує необхідність в уточненні температури адіабатичної ділянки. Для цього всередину експериментальних зразків з торців введено капіляри з запаяними денцями, що виконують роль напрямної для встановлення термопар безпосередньо у паровий простір термосифона. Загальний вид капіляру та термопар, що встановлюються в них показано на рис. 1.17.

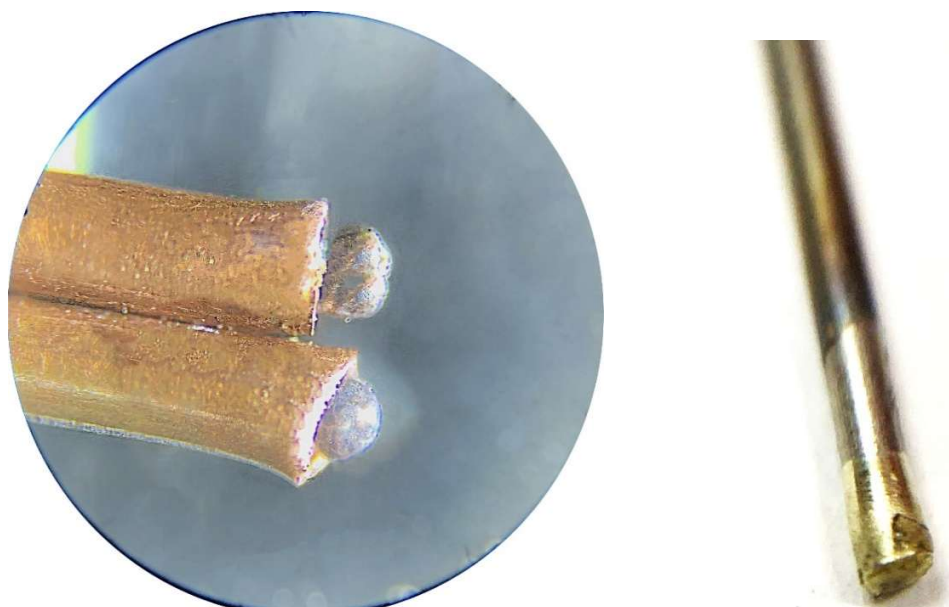


Рис. 1.17 – Загальний вигляд термопар у мідній гільзі та капіляр в який вона встановлюється (фото збільшене у мікроскоп)

1.2.2 Підготовка робочої ділянки

Методика підготовки та проведення експериментальних досліджень для зразків різних типів була однаковою, крім певних моментів що будуть додатково відображені нижче.

Початково експериментальні зразки ретельно очищувались та дегазувались. Зразки додатково перевірялись на наявність мікротріщин. Такі дії необхідні для виключення можливих негативних факторів впливу на функціонування термосифона при проведенні досліджень. Після цього експериментальні зразки заправляли теплоносієм з певним значенням коефіцієнта заповнення. Після очищення та обезжирювання на експериментальні зразки монтувались датчики температури.

Після встановлення термопар і закріплення нагрівача та радіатора усі ділянки термосифона, крім радіатора, були ізольовані шаром мінеральної вати товщиною 50 мм з теплопровідністю 0,05 Вт/(м·К).

Підготовлена таким чином робоча зона була зафіксована на обертовій платформі під певним кутом.

1.2.3 Методика проведення експериментальних досліджень

Діапазони зміни режимних параметрів при проведенні досліджень представлено у табл.1.2

Таблиця 1.2 – Діапазони зміни режимних параметрів при проведенні дослідження теплових характеристик двофазних термосифонів

	Тип охолодження	Діапазон теплового навантаження	Кут нахилу	Температура охолодження
1	Вільна конвекція	5 – 70 Вт	15, 30, 45, 60, 75, 90°	22±1°C
2	Вимушена конвекція	10 – 170 Вт	15, 30, 45, 60, 75, 90°	22±1°C

Після фіксації на обертовій платформі робочої ділянки у бажаній просторовій позиції (певний кут нахилу) під'єднуються і заживлюються системи охолодження, нагріву, контролю та вимірювань.

На нагрівач зони нагріву подається напруга, фіксується теплове навантаження. Досліди проводяться при поступовому збільшенні теплового навантаження з кроком 5 Вт для вільної конвекції, і з кроком 20Вт для вимушеної конвекції (див. табл.1.2).

Температурні та електричні параметри вимірюються після досягнення стаціонарного розподілу температур і всіх зонах термосифона, але не раніше, ніж через 15 хвилин з початку нагріву в заданому режимі потужності. Система вважається такою, що досягла температурної рівноваги, якщо покази не змінюються більш ніж на 1% продовж 5 хвилин. Після вимірювання параметрів на початковому рівні потужності, потужність на нагрівачі збільшується.

Після досягнення граничного значення теплової потужності, яке визначається по зміні режиму роботи термосифона, змінюється кут нахилу робочої ділянки і виконується серія експериментів при зміні теплового навантаження.

1.2.4 Методика обробки результатів дослідження

Методика обробки результатів представлена у публікації [33].

У результаті проведення експериментів отримано масив дискретних значень температури в певних точках по довжині термосифону у часі. Дані осереднюються за період стаціонарного режиму проведення дослідження. Для кожного датчика температури проводиться осереднення у часі.

Осереднення за кожним датчиком температури проводиться за наступною формулою:

$$\bar{t}_i = \frac{1}{N}(t_{i1}+t_{i2}+...+t_{iN}) = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N t_{ij},$$

де, i – індекс, що вказує на номер термопар, $i = \overline{1...m}$ (m – кількість термопар встановлених на експериментальному зразку, див. рис. 1.7), j – індекс, що відповідає порядковому числу вимірювання із загальної кількості вимірів N за стаціонарний період, $j = \overline{1...N}$.

Після отримання середніх значень температур за показами кожного датчика температур, проводиться осереднення за положенням термопар по зонам теплової труби:

$$\overline{t_{3H}} = \frac{\overline{t_1} + \overline{t_2}}{2},$$

$$\overline{t_{TP}} = \overline{t_3}$$

$$\overline{t_{3O}} = \frac{\overline{t_4} + \overline{t_5}}{2},$$

де, $\overline{t_{3H}}$ - середня температура зони нагріву, °C, $\overline{t_{TP}}$ - середня температура зони транспорту, °C, $\overline{t_{3O}}$ - середня температура зони охолодження, °C.

Дані осереднення по поверхні необхідні для визначення теплового опору (R) термосифону, який розраховується за наступною формулою:

$$R = \frac{\overline{t_{3H}} - \overline{t_{3O}}}{Q}$$

де R – термічний опір термосифону, °C/Вт; Q – підведене теплове навантаження, Вт.

Використовуючи наведену вище методику виконується розрахунок для кожного стаціонарного режиму підведеного теплового навантаження.

Коефіцієнти тепловіддачі визначається за законом Ньютона-Ріхмана:

$$\alpha = \frac{Q \cdot F}{t_{3H} - t_{3T}}$$

де, F – площа внутрішньої поверхні зони нагріву.

Після отримання дискретних значень термічного опору та коефіцієнтів тепловіддачі будуються залежності у вигляді:

$$R = f(Q)$$

$$\alpha = f(Q)$$

1.2.5 Оцінка похибки результатів експериментального дослідження

Визначення похибки результатів експериментального дослідження виконувалась відповідно до теорії обробки результатів вимірювання [34].

Розрізняють такі типи похибок: грубі похибки, випадкові і систематичні. Грубі похибки виключено із розглядання за рахунок повторних проведеннь вимірювань.

Наявність випадкових похибок зумовлена використанням середніх значень за певний період, замість істинних значень.

В даній роботі осереднення відбуваються за показами кожної термопари, що визначають температури у зонах кожного експериментального зразку.

Щоб зменшити випадкову похибку, осереднення проводилося за понад 120 дискретними значеннями, отриманими при знятті показів щосекунди, що відповідає тривалості стаціонарного режиму не менше двох хвилин.

Абсолютна похибка визначення температури розраховується із суми абсолютної похибки вимірювання температури та абсолютної похибки системи вимірювання. Для системи вимірювання абсолютна похибка складає 0,1К.

$$\Delta t = \Delta_{\Sigma} t + \Delta t_{\text{с.в.}}$$

де, $\Delta t_{\text{с.в.}}$ - абсолютна похибка системи вимірювання.

Випадкова похибка визначення середнього значення температури розраховується за формулою:

$$\Delta_{\Sigma} t = \pm \tau \cdot \sigma(t),$$

де, τ – критерій Стюдента, що відповідає довірчій вірогідності P при n вимірах, що обирається з довірчого інтервалу, який рівний 0,95; $\sigma(t)$ – середньоквадратична похибка середньоарифметичної температури визначається наступним чином [34]:

$$\sigma(t) = \sqrt{\frac{D(t)}{n}},$$

де, $D(t)$ – дисперсія середньоарифметичної температури, яка має вигляд:

$$D(t) = \frac{\sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^2}{n - 1},$$

де, t_i – виміряне значення температури у i -ий момент часу, $^{\circ}\text{C}$;
 \bar{t} – середньоарифметичне значення температури за період вимірювання, $^{\circ}\text{C}$.

У табл. 1.3 представлено результати розрахунку на прикладі одного стаціонарного режиму.

Таблиця 1.3 – Результати визначення похибки вимірювання температури

	T _{зн}	T _{зт}	T _{зо}
t, °C	128,8227	105,03	92,11877
D(t)	0,303744	0,12	0,158233
σ(t)	0,04998	0,03	0,035946
Δ _Σ t	0,098958	0,06	0,07117
Δt	0,198958	0,16	0,17117
δt, %	0,154489	0,16	0,185914

Отже, середня відносна похибка визначення температури складає $\pm 0,2\%$.

Відносна похибка визначення термічного опору розраховується за формулою:

$$\delta R = \pm \sqrt{\delta t_{\text{зн}}^2 + \delta t_{\text{зо}}^2 + \delta \Delta t^2}, \%$$

Визначення відносної похибки визначення різниці температур $\delta \Delta t$ розраховується відповідно:

$$\delta \Delta t = \pm \frac{\sqrt{\Delta t_{\text{зн}}^2 + \Delta t_{\text{зо}}^2}}{t_{\text{зн}} - t_{\text{зо}}} \cdot 100\%$$

Таким чином оцінка похибки визначення термічного опору показала, що відносна похибка результатів складає: від $\pm 10\%$ при малих потужностях до $\pm 1\%$ при більших підведених теплових потоках.

Для розрахунку відносної похибки визначення коефіцієнту тепловіддачі використовується наступна формула:

$$\delta\alpha = \pm \sqrt{\delta t_{\text{ЗН}}^2 + \delta t_{\text{ЗТ}}^2 + \delta \Delta t_{\alpha}^2 + \delta Q^2 + \delta F^2}, \%, \quad (0.1)$$

де, δF - відносна похибка визначення площі теплообміну, а $\delta \Delta t_{\alpha}$ - відносна похибка різниці температур між зоною нагріву та зоною транспорту і визначається наступною залежністю:

$$\delta \Delta t_{\alpha} = \pm \frac{\sqrt{\Delta t_{\text{ЗН}}^2 + \Delta t_{\text{ЗТ}}^2}}{t_{\text{ЗН}} - t_{\text{ЗТ}}} \cdot 100\%$$

Таким чином, оцінка похибок експериментального дослідження показала, що відносна похибка визначення коефіцієнту тепловіддачі складає $\pm 7,2\%$.

1.3 Аналіз результатів дослідження теплових характеристик двофазних термосифонів з нарізними зонами нагріву

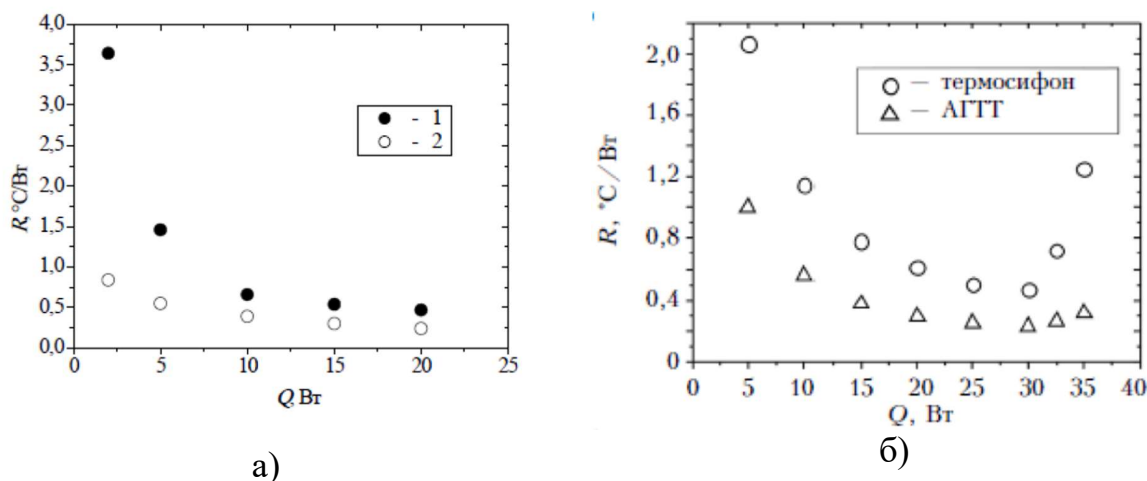
Експериментальна установка та конструкція робочих ділянок описані у п.1.2.1. При дослідженнях використовувалися зразки, параметри яких надано у табл.1.1. Теплові характеристики ТС досліджувалися експериментально в умовах природньої конвекції та вимушеної конвекції у діапазонах зміни режимних параметрів, які представлено у табл. 1.2. Методики проведення експериментальних досліджень та обробки експериментальних даних представлено у п.п. 1.2.3 та 1.2.4.

1.3.1 Аналіз результатів дослідження впливу нарізі у зоні нагріву на теплову ефективність термосифону

Теплові характеристики ТС (табл.1.1) досліджувалися експериментально в умовах природньої конвекції при кутах нахилу робочої ділянки 15° , 30° , 45° , 60° і 90° до горизонту, конденсатор розташований вище випарника, та зміні теплового навантаження від 5 Вт до 70 Вт (табл. 1.2).

Як відомо з аналізу наявних даних [13, 16, 17], конструкція випарника суттєво впливає на ефективність теплообміну в умовах кипіння. За результатами даного дослідження вперше експериментально визначено інтенсивність теплообміну у ТС з нарізним випарником, заправленим фреоном R141 у діапазоні підведеної теплової потужності від 5 до 70 Вт [36]. Дослідження проводилися на термосифонах у діапазоні змін кута нахилу від 0° до 90° .

На рис. 1.18 [32, 35] представлені результати дослідження, аналіз яких показує, що використання нарізі у зоні нагріву призводить до збільшення теплової ефективності ТС від 20 до 55%. Такий ефект може бути досягнуто збільшенням локалізованих місць для утворення парових бульбашок.



а – 1 – гладкий термосифон, 2 – нарізь у ЗН, [32]; б – [35]

Рис. 1.18 – Термічний опір термосифонів різної конструкції в залежності від підведеної теплової потужності

1.3.2 Аналіз результатів дослідження впливу кута нахилу робочої ділянки на теплову ефективність термосифону

Теплові характеристики ТС (табл.1.1) досліджувалися експериментально в умовах природньої конвекції при кутах нахилу робочої ділянки 15° , 30° , 45° , 60° і 90° до горизонту, конденсатор розташований вище випарника, та зміні теплового навантаження від 5 Вт до 70 Вт (табл. 1.2).

Вплив орієнтації термосифона на його теплові характеристики оцінювався шляхом визначення залежності середньої температури у випарнику, а також загального термічного опору ТС та його компонентів (термічні опори у зонах випарника і конденсатора) від потужності електричного нагрівача при шести різних значеннях кута нахилу φ до горизонту (див. табл. 1.2).

Для оцінки ефективності та придатності ТС, як частини системи охолодження, важливо знати температуру у випарнику при певному значенні потужності, з заздалегідь відомими умовами охолодження. Результати оприлюднені у вигляді наукової статті [36].

Експериментальні дані та розрахункові рівняння (див. п.1.2.4) використовувалися для визначення залежності середньої температури у секції випарника з нарізною структурою у діапазоні зміни потужності від 5 до 70 Вт для кожного положення (кута нахилу до горизонту) (рис. 1.19).

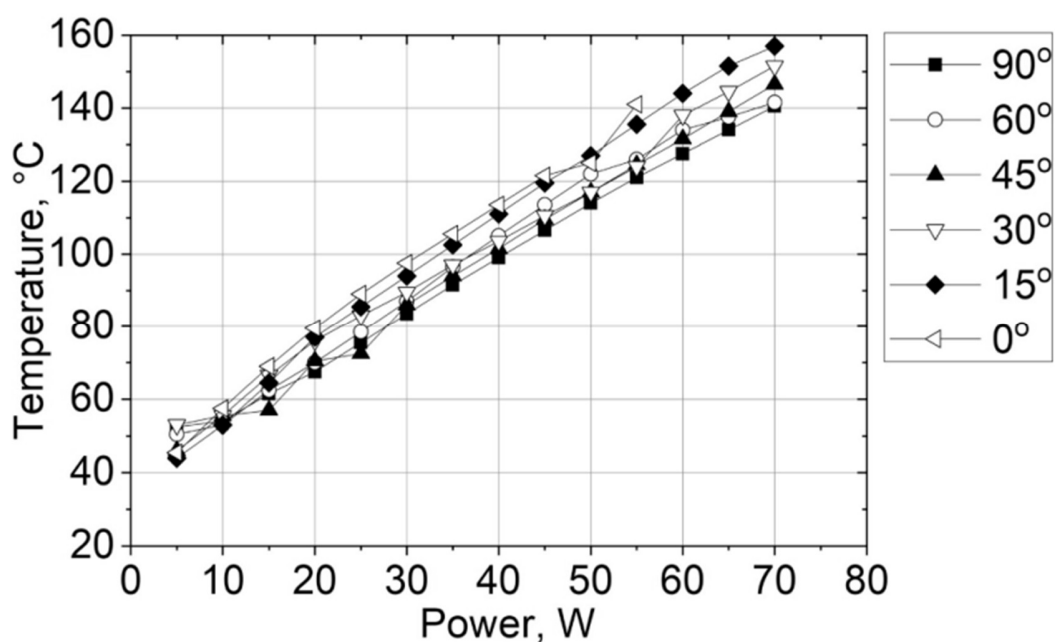


Рис. 1.19 – Зміна середньої температури у випарнику з нарізною структурою в залежності від теплової потужності при різних кутах термосифона з нарізними зонами нагріву [36]

Аналіз результатів, представлених на рис. 1.19 показує, що в межах даного діапазону потужності у зоні нагріву середня температура в секції випарника зростає від 44 °С до 157 °С. Слід зазначити, що середня температура у випарнику певною мірою залежить від кута нахилу робочої ділянки до горизонту.

Наприклад, при максимальній тепловій потужності 70 Вт максимальна температура у випарнику (157 °С) досягається при куті нахилу 15°, тоді як при куті 90° і потужності 70 Вт максимальна температура в секціях випарника знижується на 16,5 °С (або 10,5%) і становить 140,5 °С. При куті нахилу 0° та потужності 50 Вт і вище починається різке підвищення температури стінок ТС у секції випарника через осушення різбового випарника. Такий ефект спостерігається через осушення зони нагріву, що призводить до кризи кипіння у зоні нагріву термосифону.

Найважливішою характеристикою термосифону, як пристрою для передачі тепла, є термічний опір — параметр, що визначається як відношення середньої різниці температур між випарником і конденсатором до теплової потужності в зоні нагріву. Термічний опір визначає, наскільки ефективним є пристрій для передачі тепла. Параметри фазових переходів, що відбуваються всередині термосифонів (тиск, температури кипіння та конденсації), змінюються залежно від теплової потужності, і за певних умов (у випадку надвисоких потужностей) можуть спостерігатися кризові явища. Крім того, властивості робочої рідини, що використовується в ТС, впливає на її теплові характеристики і визначає діапазон робочих температур.

На рис. 1.20 представлена залежність термічного опору ТС при різних кутах нахилу до горизонту від теплової потужності радіатора, що охолоджується природною конвекцією. Аналіз представлених результатів показує, що зі збільшенням потужності в зоні нагріву термічний опір ТС зменшується для всіх кутів нахилу. У діапазоні потужності від 5 до 15 Вт, коли термосифон переважно працює в режимах випаровування і генерації окремих парових бульбашок, спостерігаються найвищі значення термічного опору (від 3,5 до 0,75 °C/Вт), причому термічний опір значно змінюється при різних кутах нахилу, що пояснюється різним розподілом робочої рідини у випарнику. При значеннях вхідної потужності понад 20 Вт кипіння робочої рідини в ТС інтенсифікується і дещо стабілізується, а значення термічного опору при різних кутах нахилу збігаються. У режимі кипіння, в діапазоні кутів нахилу від 0° до 90°, значення термічного практично не залежать від кута нахилу і зменшуються із зростанням потужності. У діапазоні теплової потужності від 50 до 70 Вт термічний опір має постійне значення для всіх кутів нахилу (приблизно 0,5 °C/Вт).

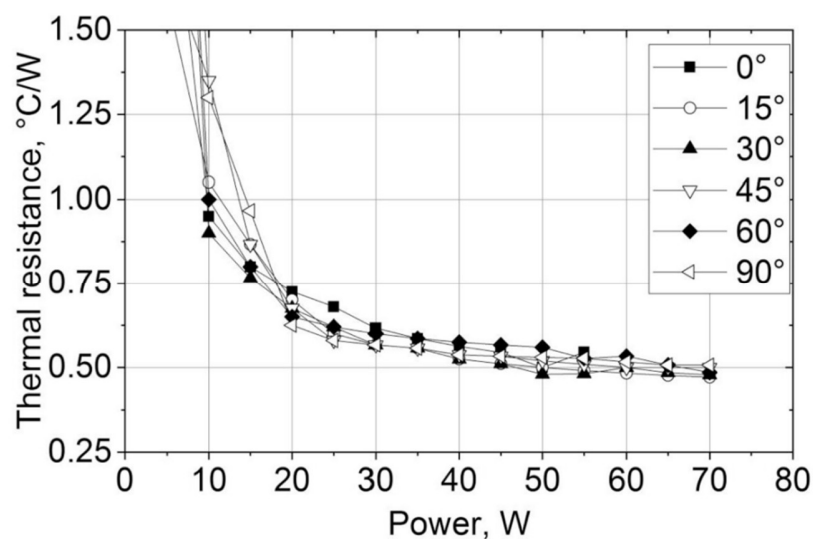


Рис. 1.20 – Термічний опір термосифону при різних кутах нахилу до горизонту в залежності від теплової потужності при різних кутах термосифона з нарізними зонами нагріву [36]

При горизонтальному розташуванні термосифону ($\varphi = 0^\circ$) кризові явища проявляються різким збільшенням термічного опору при збільшенні теплової потужності в зоні нагріву з 45 до 55 Вт. Це пояснюється недостатньою кількістю робочої рідини, що повертається у випарник при горизонтальному розташуванні ТС.

1.3.3 Аналіз результатів дослідження впливу коефіцієнта заповнення на теплову ефективність термосифону

Як зазначено у наведених у п.1.1 аналізі результатів досліджень, зміна коефіцієнта заповнення (КЗ) відбувалась без втручання у внутрішнє середовище термосифонів. У представлений роботі розроблено новий тип експериментального зразку та методику проведення досліджень по визначенню впливу КЗ на теплопередавальні характеристики ТС. Запропонована методика виключає вплив інших факторів (шорсткість поверхні, різні ступені дегазації

теплоносія чи корпусу термосифону) на робочі параметри двофазної системи і залишає тільки вплив КЗ.

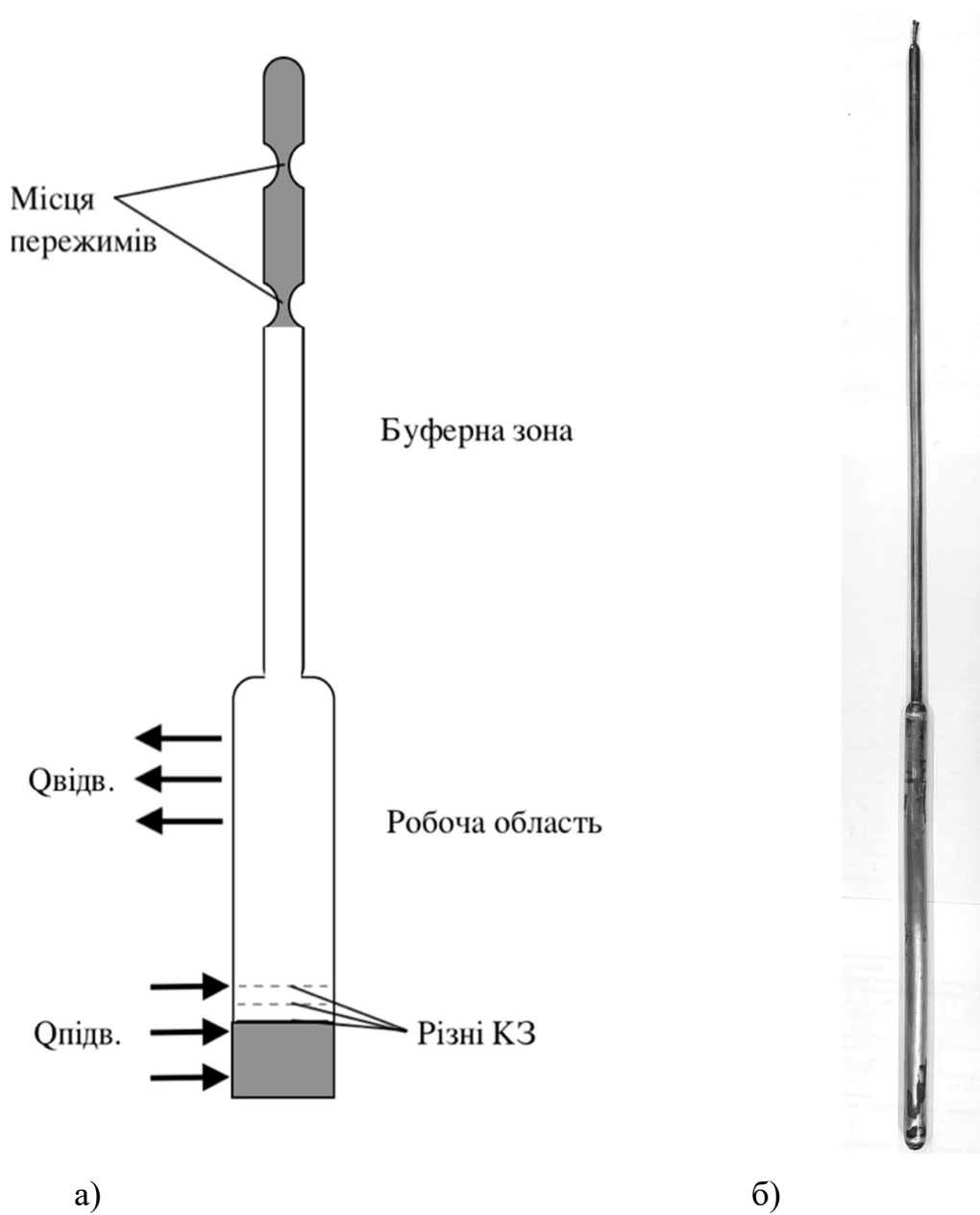
Експериментальна установка описана у п.1.2.1. Методики проведення експериментальних досліджень та обробки експериментальних даних представлено у п.п. 1.2.3 та 1.2.4.

Дослідження проводились в умовах природньої конвекції у діапазонах зміни режимних параметрів, які представлено у табл. 1.2, для кутів нахилу робочої ділянки відносно горизонту 90° (вертикальне положення) та 15° (майже горизонтальне положення). Така орієнтація обумовлена крайніми ефективними положеннями при функціонуванні подібних систем. Визначення оптимального коефіцієнта заповнення проводилось для 96%-го розчинну етилового спирту, що використовувався як теплоносій в експериментальних зразках.

1.3.2.1 Особливості дослідних зразків

Для визначення оптимального коефіцієнту заповнення було спроектовано експериментальний зразок, який має робочу та буферну зони (рис. 1.21).

Робочою зоною є термосифон з нарізною зоною випаровування. Буферна зона являє собою трубку, герметично приєднану до робочої області за допомогою пайки високотемпературним припоєм. Об'єм буферної зони на (10...15)% більший від початкового об'єму теплоносія в системі. Крім того, діаметр трубки, що використовувався для виготовлення буферної ємності обрано меншим ніж основний діаметр ТС для забезпечення можливості більш точного регулювання коефіцієнтом заповнення. Крім того, такий діаметр дозволяє надійно відсікати частини об'єму шляхом перетискання трубки до утворення холодного зварювання.



а – схема; б – вигляд

Рисунок 1.21 – Експериментальний зразок для визначення впливу коефіцієнта заповнення на теплопередавальні характеристики термосифона

Для функціонування системи, температура буферної зони має бути вищою, ніж температура зони охолодження для запобігання потрапляння і конденсації в неї теплоносія.

Довжина основної частини складала 230 мм, при довжині буферної ємності 450 мм. Діаметри труб, що використовувались для виготовлення експериментального зразка були 12х1мм та 6х0,5мм відповідно. Матеріал труб – відпалена мідь М1. Труби герметично з'єднані між собою за допомогою пайки високотемпературним припоєм ПСр-45.

Довжини зон нагріву та охолодження складали 40 мм та 60 мм відповідно. Температура охолоджуючого повітря становила $21 \pm 1^\circ\text{C}$ для всіх проведених серій досліджень.

1.3.2.2 Методика зміни коефіцієнта заповнення термосифона

Майже в усіх наведених вище дослідженнях (див.п.1.1.3, [23-31]), зміна КЗ відбувалась із певним втручанням у внутрішнє середовище. Тобто зразки повністю чи частково перезаправлялись теплоносієм. У результаті цього, могли з'явитись додаткові випадкові фактори які б впливали на теплопередаючі характеристики системи. Для виключення цього впливу при проведенні даних досліджень був застосований метод відсікання для зміни коефіцієнта заповнення.

Після проведення досліджень для початкового (найбільшого) значення коефіцієнта заповнення кількість теплоносія в робочій області зменшували методом відсікання частини об'єму з теплоносієм у буферній ємності. Для цього експериментальний зразок перевертався і струшувався, щоб весь теплоносій перетік в буферну зону. Щоб запобігти утворенню менісків рідини в буферній зоні, зразок деякий час витримувався при температурі навколишнього середовища. Згідно попередньо проведеним розрахункам, зменшення КЗ на 5 мм по висоті робочої області відповідало відсіканню теплоносія в частині буфера довжиною 20мм. (рис. 1.22), завдяки чому частина рідини залишалась у відокремленому об'ємі буферної трубки. Після чого експериментальний зразок струшувався, щоб теплоносій повернувся в робочу область і повторювались дослідження з іншим коефіцієнтом заповнення.



Рисунок 1.22 – Етапи зміни коефіцієнта заповнення

Оскільки коефіцієнт заповнення змінювався шляхом перетискання, могли виникнути певні неточності у визначенні КЗ. Тому була проведена перевірка запропонованої методики та уточнення значення коефіцієнтів заповнення. Для перевірки відповідності розрахункам, після проведення експериментальних досліджень, кожен пережим відрізувся (рис. 1.23-а) та зважувався у заповненому (рис. 1.23-б) та у порожньому стані (рис. 1.23-в).



а)



б)



в)

а – пережими буферної ємності після відсікання; б – заповнений пережим; в – порожній пережим (на фото додаткова вага – посудина)

Рисунок 1.23 – Уточнення коефіцієнта заповнення

Таким чином було визначено фактичну масу рідини в кожному пережимі та уточнено значення коефіцієнтів заповнення. Результати перевірки наведено у табл. 1.4. Отже, відхилення зміни висоти рівня теплоносія від заданої відрізняється не більш ніж на 20%. Таке відхилення спричинене складністю врахування об'єму пережиму в наслідок складної форми.

Таблиця 1.4 – Уточнені значення коефіцієнтів заповнення

№	$V_{\text{рід. мл.}}$	Зміна висоти рівня теплоносія	КЗ
0	0	0	1
1	0,39	5,0	0,87
2	0,43	5,5	0,74
3	0,43	5,5	0,6
4	0,42	5,3	0,47
5	0,48	6,1	0,31
6	0,33	4,2	0,21

Отримані значення коефіцієнта заповнення використовувалися для подальшого аналізу.

Враховуючи особливості проведення експериментальних досліджень, точність методу можливо підвищити за рахунок зменшення внутрішнього діаметру буферної ємності та більш точного урахування геометричних параметрів пресових інструментів, що використовувались в дослідженні.

1.3.2.3 Особливості проведення експериментальних досліджень

Для запобігання потрапляння і конденсації теплоносія в буферній зоні (див. рис. 1.22) необхідно забезпечити умови, при яких температура має бути вищою, ніж температура зони охолодження. З цією метою, на основі експериментальних даних були визначені залежності значень середніх температур в зонах термосифона від підведеного теплового потоку (рис. 1.24). Представлена на рис. 1.24 залежність являє типовий розподіл середніх по зонам термосифона температур у проведених дослідженнях. Аналіз наданих даних показує, що для всього діапазону підведених теплових потоків виконується умова описана вище.

Таким чином, проведені дослідження з цієї точки зору можна визнати, як такі що задовольняють поставленим вимогам.

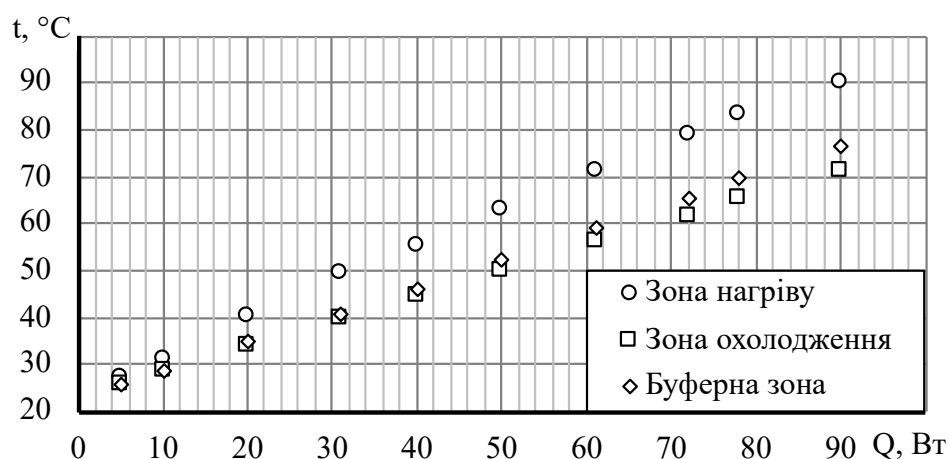


Рис. 1.24 – Середні значення температур у зонах термосифона у залежності від підведеного теплового потоку. Зразок №2, (табл. 1.4) $K3 = 0,74$

1.3.2.4 Аналіз результатів дослідження

Після обробки експериментальних даних (див. п.1.2.4) були отримані залежності значень термічного опору та інтенсивності тепловіддачі у зоні випаровування ТС від підведеного теплового потоку в діапазоні зміни коефіцієнтів заповнення від 0,21 до 1.

На рис. 1.25 представлено залежності термічного опору ТС при різному куті нахилу від коефіцієнта заповнення та підведених теплових потоків.

Аналіз результатів показав, що при зменшенні значення $K3$ від 1 до 0,31 термічний опір зменшується в діапазоні значень теплових потоків від 5 до 30 Вт (рис.1.25-а). При вищих значеннях теплових потоків, значення термічного опору майже не залежить від коефіцієнта заповнення. Такі результати пояснюються тим, що при збільшенні теплового потоку зростає кількість теплоносія що виноситься із зони нагріву, таким чином процес пароутворення відбувається з тонких плівок в зоні нагріву.

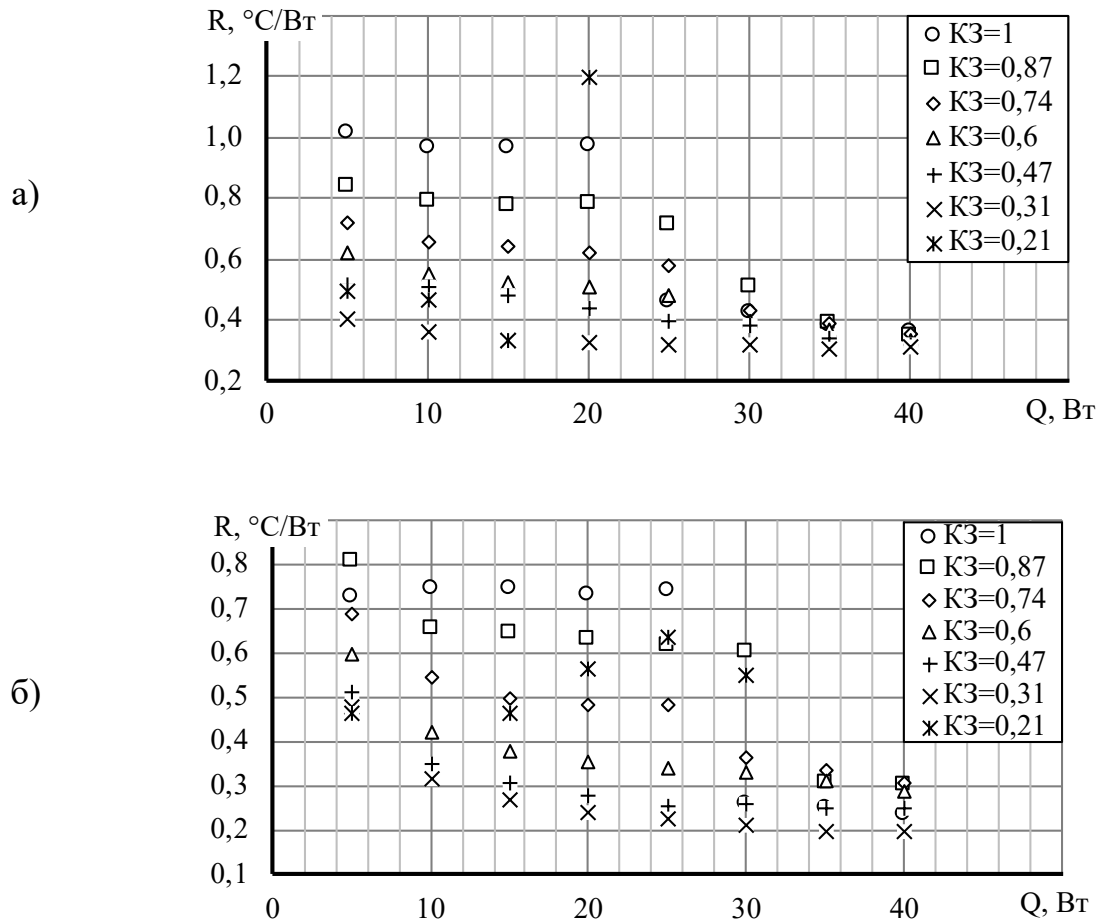


Рис. 1.25 – Вплив коефіцієнту заповнення на термічний опір термосифона

Цю гіпотезу також підтверджує різке зменшення термічного опору при тепловому потоці 25Вт при значенні $K3 = 1$. При подальшому зменшенні коефіцієнта заповнення падіння термічного опору зменшується та повністю зникає при $K3 = 0,47$. Таким чином можна констатувати, що при зменшенні коефіцієнту заповнення, початок процесу активного пароутворення з тонких плівок починається майже одразу, що добре видно для значення $K3 = 0,31 \dots 0,21$. Для значення $K3 = 0,21$ прослідковується різкий стрибок термічного опору при підведеному тепловому потоці 20Вт до $1,2^\circ\text{C}/\text{Вт}$ що свідчить про недостатню кількість теплоносія для забезпечення нормального функціонування

термосифона при вищих значеннях теплового потоку. В загальному випадку, для значень теплових потоків (5...20)Вт, зменшення КЗ призводить до зменшення термічного опору до 2,5 разів. Одночасно з цим, при зростанні значень теплового потоку до 40 Вт, відхилення зменшується і може становити до 20%. Отже, у дослідженому діапазоні зміни підведеного теплового потоку для забезпечення найменшого значення термічного опору оптимальне значення коефіцієнта заповнення становить 0,31.

При значеннях кута нахилу термосифону 15° було отримано якісно схожу до попереднього випадку картину (рис. 1.25-б). Також прослідковується наявність різкого зниження термічного опору при тепловому потоці (25...30) Вт для значень КЗ від 1 до 0,74 включно.

У діапазоні підведених теплових потоків від 10 до 25 Вт, зменшення КЗ від 1 до 0,31 призводить до зменшення значень термічного опору від (0,75 ... 0,7) $^\circ\text{C}/\text{Вт}$ до (0,3...0,2) $^\circ\text{C}/\text{Вт}$. Для вищих значень теплових потоків, наприклад для (35...40) Вт, зменшення коефіцієнта заповнення призводить до зменшення термічного опору на (30...40)%.

З порівняння отриманих даних для двох положень ТС у просторі видно, що при куті нахилу 15° у всьому діапазоні досліджуваних коефіцієнтів заповнення на (15...30)% значення термічного опору нижчі ніж для вертикальної орієнтації. Це пояснюється більш легким виходом парової бульбашки з поверхні теплоносія, а також процесу кипіння з тонких плівок. Отже збільшився вплив КЗ на термічний опір у всьому діапазоні підведених теплових потоків. Важливо відмітити, що значення термічного опору для $\text{КЗ} = 0,47...0,21$ при підведеному тепловому потоці 5 Вт, на (5...15)% вищі ніж для термосифону вертикальної орієнтації. Проте, оптимальне значення КЗ у двох випадках було однаковим і становило 0,31.

Незважаючи на те, що найменші значення термічного опору відповідають значенню $\text{КЗ} = 0,31$, рекомендовано забезпечувати коефіцієнт заповнення у

діапазоні 0,45...0,5. Такий вибір ґрунтується не тільки на умові мінімального значення термічного опору ТС, але і для забезпечення передачі більшої кількості теплоти без явних кризових явищ.

Також було отримано залежності коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву термосифона для різних значень підведеного теплового потоку в діапазоні коефіцієнтів заповнення від 0,31 до 1 (рис.1.26). Аналіз представлених результатів показав, що при зменшенні КЗ, інтенсивність тепловіддачі в зоні випаровування зростає. Спостерігається стрибкоподібна зміна інтенсивності тепловіддачі, величина якого зменшується зі зменшенням значень КЗ.

Починаючи зі значень коефіцієнта заповнення 0,6 стрибок повністю нівелюється. Наявність такого стрибка свідчить про зміну режиму функціонування ТС: від кипіння одиночних центрів пароутворення до режиму інтенсивного кипіння, що і призводить до різкої зміни коефіцієнта тепловіддачі. Зменшення КЗ призводить до того, що велика частина теплового потоку відводиться за рахунок пароутворення з тонких плівок теплоносія на стінках різьбової структури.

При подальшому зменшенні КЗ, площа поверхні зростає і призводить до підвищення ефективності випаровування. Найвище значення коефіцієнта тепловіддачі $4,1 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ досягається при $\text{КЗ} = 0,31$ і тепловому потоці 40Вт (рис. 1.26-а).

При встановленні термосифона під кутом нахилу 15° (рис.1.26-б), інтенсивність тепловіддачі зросла для всіх досліджених значень КЗ і підведеного теплового потоку. Цей приріст становив від 5% до 40% в залежності від значень теплового потоку та коефіцієнту заповнення.

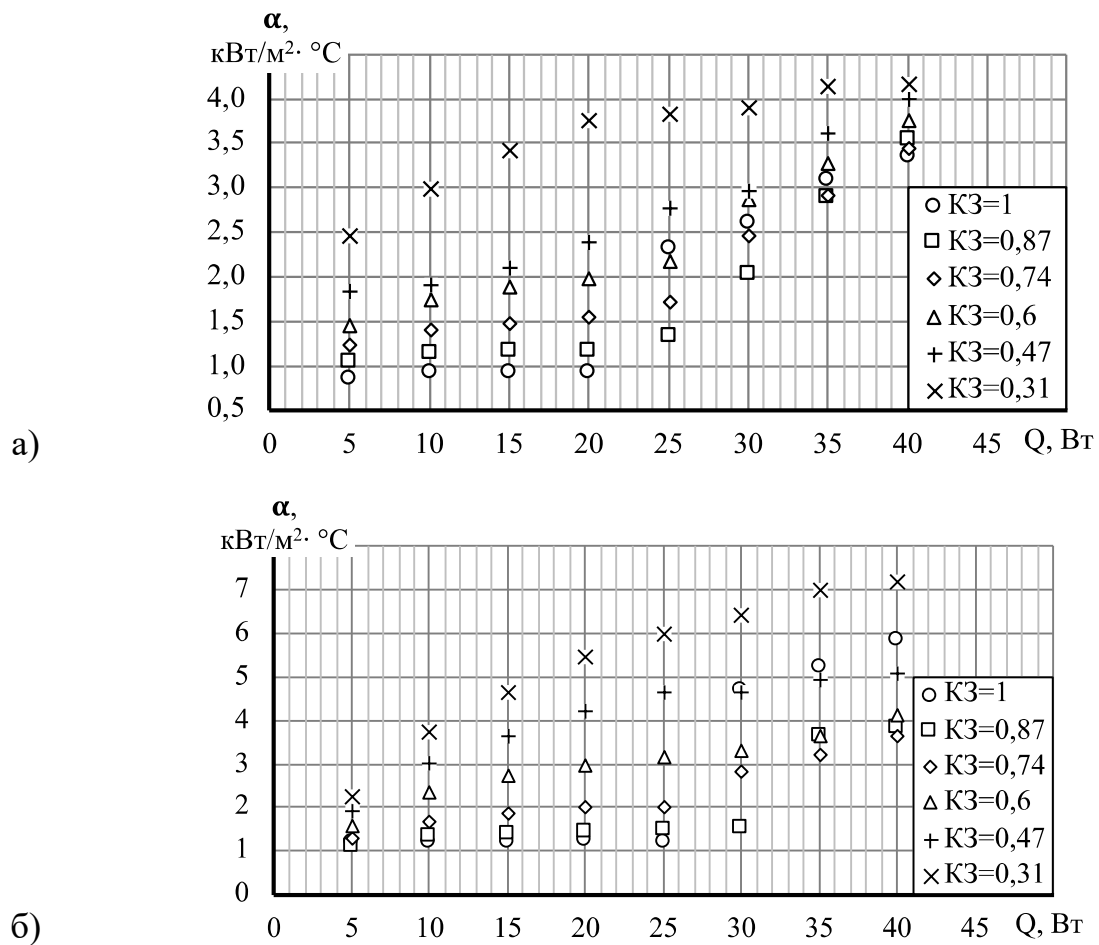


Рис. 1.26 – Зміна коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву термосифона в залежності від кута нахилу, значень підведеного теплового потоку, коефіцієнта заповнення

Зростання коефіцієнту тепловіддачі можна пояснити зміною характеру розподілу теплоносія в зоні нагріву. При нахилі ТС в частині зони нагріву на стінках залишається тонка плівка рідини, що і призводить до інтенсифікації процесів тепловіддачі. Як і при вертикальній орієнтації, найбільше значення коефіцієнту тепловіддачі було отримано при $K3 = 0,31$. В загальному випадку, можна зробити висновок, що зміна орієнтації в просторі призводить до суттєвого збільшення інтенсивності тепловіддачі.

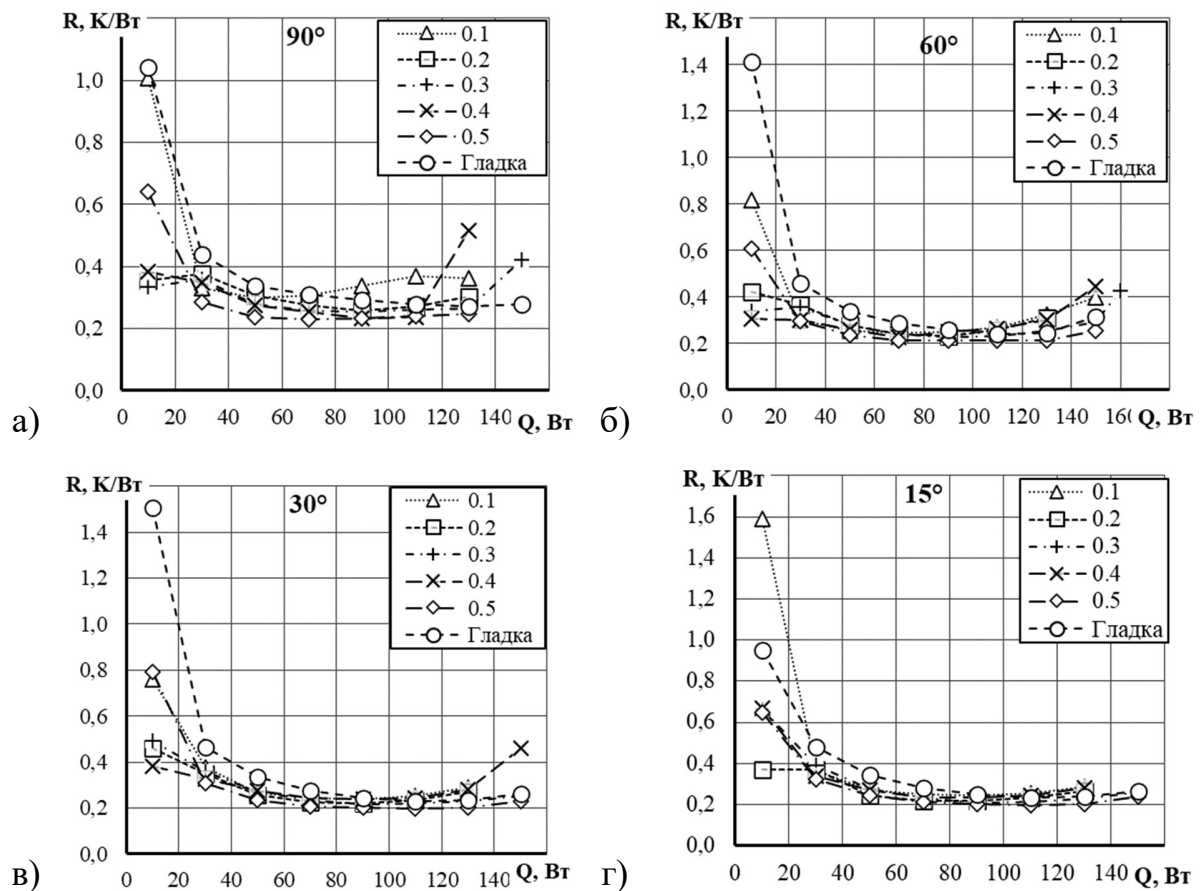
1.3.4 Аналіз результатів дослідження впливу кроку нарізі у випарнику на теплову ефективність термосифону

Теплові характеристики ТС (табл.1.1) досліджувалися експериментально в умовах вимушеної конвекції при зміні кроку гвинтової нарізі у зоні випаровування у діапазоні від 0,1 до 0,5, а також без нарізі та зміні теплового навантаження від 10 Вт до 170 Вт (табл. 1.2).

Експериментальна установка та робоча ділянка описані у п.1.2.1. Параметри робочої ділянки приведено у табл. 1.2. У якості теплоносія використовувався фреон R141b. Схема розташування термопар представлена на рис. 1.15-в. Методики проведення експериментальних досліджень та обробки експериментальних даних представлено у п.п. 1.2.3 та 1.2.4.

Результати експериментальних досліджень представлені на рис.1.27 у вигляді залежності термічного опору термосифона R (К/Вт) від підведеного теплового потоку Q (Вт) для різних кутів нахилу (90° , 60° , 30° , 15°) та різних модифікованих (з нарізю) поверхонь випаровування з кроком гвинтової нарізі у зоні випаровування (0,1 мм - 0,5 мм) та без нарізі.

Аналіз отриманих даних (рис.1.27) показує, що у всіх випадках спостерігається загальна тенденція зниження термічного опору термосифона зі збільшенням підведеного теплового потоку, що вказує на зростання інтенсивності процесів пароутворення у зоні нагріву ТС. При цьому, вплив як типу поверхні випаровування (гладка чи модифікована), так і кута нахилу на значення термічного опору термосифона є домінуючим.



а – кут нахилу термосифона до горизонту 90°; б – 60°; в – 30°; г – 15°

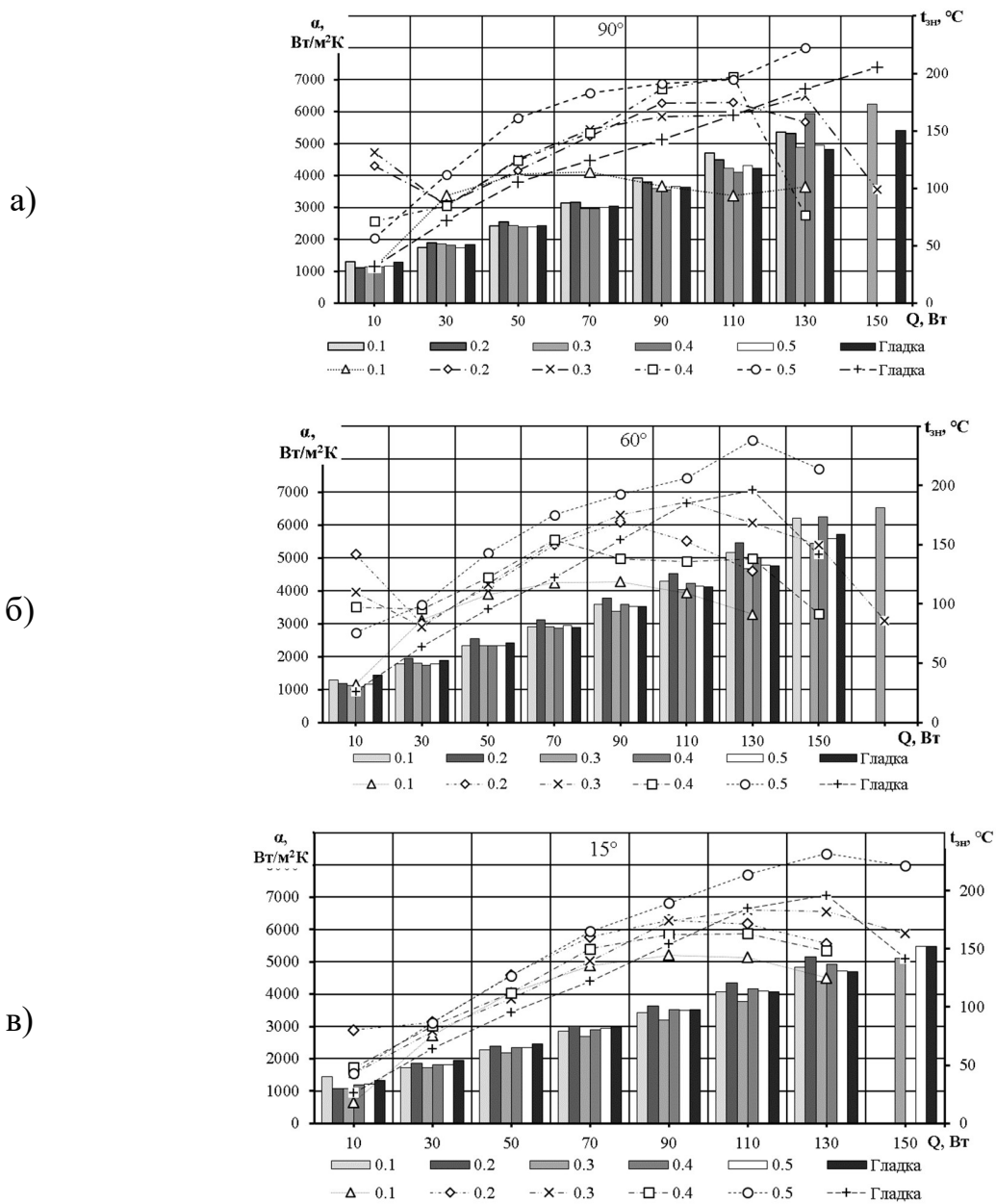
Рис. 1.27 – Зміна термічного опору термосифона в залежності від підведеного теплового потоку, кутів нахилу та геометричних параметрів модифікованих та гладкої поверхонь у зоні випаровування

Для гладкої поверхні термічний опір має найвище значення у всьому діапазоні значень підведеного теплового потоку (від 10 до 150 Вт), особливо при низьких значеннях теплового потоку (від 10 до 80 Вт). У той же час, модифіковані поверхні забезпечують зниження термічного опору ТС, що особливо помітно при низьких і середніх значеннях підведеного теплового потоку (50...110 Вт). Найбільш ефективними, серед модифікованих поверхонь, виявляються ті, що мають параметри кроку нарізи 0,3 мм та 0,5 мм, термічний опір ТС для яких складає 0,23 К/Вт.

При порівнянні отриманих результатів для різних кутів нахилу термосифона можна зробити висновок, що зі зменшенням кута нахилу від 90° до 15° мінімальний термічний опір ТС у діапазоні теплового навантаження від 70 до 120 Вт з гладкою поверхнею випаровування зменшується від 0,29 К/Вт до 0,23 К/Вт. Для термосифонів з нарізними поверхнями випаровування вплив кута нахилу на мінімальний термічний опір ТС має такий же саме характер, але значення мінімального термічного опору ТС нижче. Отже, термосифони з нарізною поверхнею в зоні нагріву мають вищу на 15% теплову ефективність у порівнянні з ТС, які мають гладку внутрішню поверхню випаровування. Цей ефект спостерігається при всіх кутах нахилу ТС, причому, максимальне значення - при кутах нахилу наближених до 90° . Таким чином, використання нарізних поверхонь випаровування у термосифонах дозволяє зменшити загальний термічний опір і підвищити теплову ефективність ТС незалежно від орієнтації.

Для аналізу інтенсивності процесів теплообміну результати експериментальних досліджень і результати їх обробки представлено у виді графічних залежностей (рис. 1.28), які характеризують зміну середньої температури і коефіцієнта тепловіддачі зоні випаровування від підведеного теплового потоку, положення робочої ділянки у просторі та типів поверхні випаровування.

Як показав аналіз (рис.1.28-а), інтенсивність тепловіддачі в зоні випаровування для всіх типів поверхонь зростає зі збільшенням підведеного теплового потоку. У точці максимуму відбувається перехід до біля-критичної області кипіння. Це значить, що відбувається активне запарювання зони кипіння, при цьому теплоносій не встигає повернутись і відвести повноцінно теплоту від зони.



а – кут нахилу термосифона до горизонту 90° ; б – 60° ; в – 15°
 Лінійна діаграма відповідає коефіцієнту тепловіддачі (ліва вісь),
 гістограма – температурі (права вісь)

Рис. 1.28 – Зміна коефіцієнта тепловіддачі та температури стінки в зоні нагріву термосифона в залежності від кута нахилу, значень підведеного теплового потоку та геометричних параметрів модифікованих та гладкої поверхонь

Таким чином перед настанням кризи кипіння можна спостерігати зону певного погіршення параметрів. Модифіковані поверхні з кроком нарізі 0,4 мм і 0,5 мм забезпечують максимальні значення коефіцієнта тепловіддачі 7 кВт/м²К при тепловому навантаженні у зоні випаровування 110Вт, підтверджуючи їх високу ефективність.

Поверхня випаровування з кроком нарізі 0,1 мм забезпечує значно нижчі значення коефіцієнтів тепловіддачі (3...4 кВт/м²К) практично у всьому діапазоні підведених теплових потоків, поступаючись ефективністю іншим модифікованим поверхням. Вона забезпечує вищу інтенсивність теплообміну ніж на гладкій поверхні лише при низьких значеннях теплового навантаження (10...50 Вт), однак при вищих теплових потоках її ефективність значно погіршується.

Температура стінки в зоні нагріву (відображено стовпчиками гістограми, рис. 1.28-а) зростає зі збільшенням теплового потоку. Найвищі значення температури 149°C спостерігаються для поверхонь з кроком нарізі 0,1 мм при тепловому навантаженні 130Вт, що свідчить про менш інтенсивний процес теплообміну в зоні випаровування, ніж для поверхонь з іншими кроками нарізі.

Гладка поверхня області нагріву при деяких режимах роботи ТС (по тепловому навантаженню у 110...130Вт) характеризується меншою температурою ніж інші типи модифікованих поверхонь при навантаженні, і має нижчу температуру ніж модифікована поверхня з кроком нарізі 0,5 на (2...4)°C.

Отже, аналіз отриманих результатів дослідження показав, що використання модифікованої поверхні в зоні нагріву термосифона призводить до збільшення інтенсивності теплообміну, що викликано зростанням генерацією пари у зоні випаровування. Таким чином, зростає внутрішній тиск у замкненій двофазній системі, що призводить до зміни інтенсивності теплообміну не тільки у зоні випаровування, а й у зоні конденсації теплоносія. Як наслідок, температура у зоні конденсації термосифона з гладкою поверхнею нагріву нижча, ніж при

застосуванні модифікованого випарника. Таким чином зниження кроку нарізі до 0,1мм створює гідродинамічний опір руху теплоносія, при цьому незначно інтенсифікуючи інші процеси.

Модифіковані поверхні нагріву з кроком нарізі 0,3 мм і 0,5 мм є найбільш ефективними у передачі теплового потоку, забезпечуючи найвищі коефіцієнти теплообміну (до $7 \text{ кВт/м}^2\text{К}$) та низькі температури у зоні нагріву $135...137^\circ\text{C}$ при підведеній потужності 130Вт. Поверхня з кроком нарізі 0,1 мм має гірші найгіршу показники теплової ефективності у порівнянні з іншими розглянутими поверхнями. Це вказує на те, що ефективність теплообміну залежить не тільки від наявності структури, але й від її геометричних параметрів.

Розглянуті особливості процесу теплообміну в зоні нагріву спостерігаються і при зміні кута нахилу термосифона відносно горизонту (рис. 1.28-б та -в).

При зменшенні кута нахилу до 60° коефіцієнт тепловіддачі у зоні нагріву знижується порівняно з вертикальним положенням термосифона (рис. 1.28-б). Поверхня нагріву з кроком нарізі 0,5 мм також забезпечує вищу на 21,5% інтенсивність теплообміну у порівнянні з гладкою. При цьому, поверхні з нарізями кроком 0,1 мм, 0,2 мм та 0,3 мм забезпечують практично однакову інтенсивність теплообміну. Варто відмітити, що при зміні кута нахилу термосифона відмінність температури в зоні нагріву між гладкою поверхнею та модифікованою (з кроком нарізі 0,5 мм) майже зникає.

Як і у випадку вертикальної орієнтації термосифона (рис. 1.28-а), при незначному навантаженні 10...30 Вт (випарний режим функціонування ТС) модифікована поверхня нагріву з нарізю кроком 0,5 мм (рис. 1.28-б) забезпечує збільшення інтенсивності теплообміну від 2 до 5 разів (гладка поверхня – $1 \text{ кВт/м}^2\text{К}$, модифікована – від 2 до $4,8 \text{ кВт/м}^2\text{К}$). Низьку інтенсивність теплообміну, наближену до гладкої поверхні, демонструє поверхня з кроком нарізі 0,1 мм, що пояснюється незначною зміною у площі теплообміну, крім того,

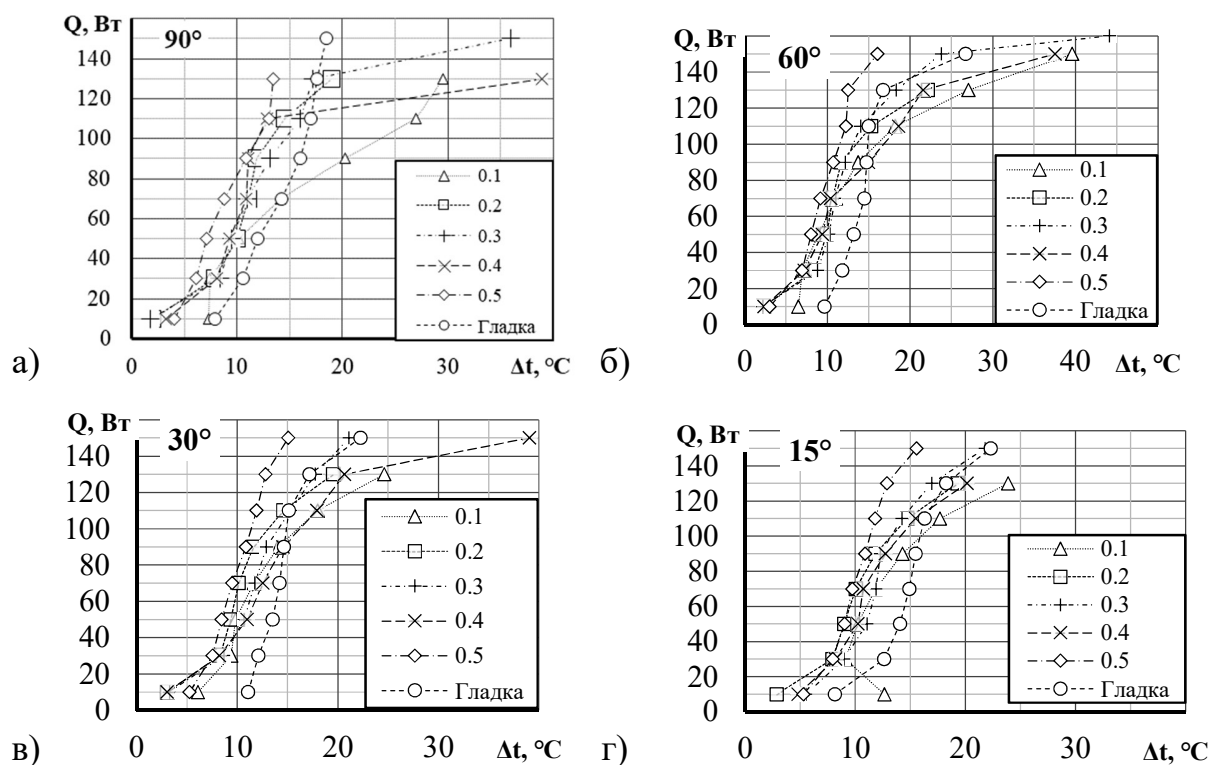
нанесення такої нарізі на стінці створює шорсткість масштабом біля 50мкм, яка може погіршувати гідродинамічні умови руху рідини кардинально не збільшуючи кількість центрів пароутворення.

При менших кутах нахилу відносно горизонту (рис. 1.28-в) інтенсивність теплообміну на модифікованих поверхнях у діапазоні від 10 до 90Вт перевищує інтенсивність теплообміну на гладкій поверхні від 13 до 35%. Такий результат пояснюється збільшеною площею теплообміну всередині термосифону, збільшенням кількості центрів пароутворень, та додатковою структуризацією поверхні, що дозволяє «дробити» великі парові бульбашки на менші, при збільшенні частоти їх відриву. Найбільші значення коефіцієнтів тепловіддачі демонструє модифікована поверхня з кроком нарізі 0,5мм, що складає 8350 Вт/м²К. Відмінність температур у зоні нагріву при цьому відрізняються до 10°C. Найменші значення температури зони нагріву у всьому діапазоні теплового навантаження має модифікована поверхня з кроком нарізі 0,3мм.

Для більш детального аналізу і практичного застосування результатів було побудовано залежності теплової потужності від перепаду температур між зоною нагріву та адіабатною зоною (рис. 1.29).

Для всіх кутів нахилу термосифона та типів поверхні нагріву спостерігається зростання теплового потоку зі збільшенням температурного перепаду, що свідчить про збільшення інтенсивності теплообміну.

Модифікована поверхня з кроком нарізі 0,5 мм є найефективнішою, оскільки має найменші значення температурного перепаду у всіх діапазонах теплових потужностей та кутів нахилу ТС відносно горизонту.



а – кут нахилу термосифона до горизонту 90°; б – 60°; в – 30°; г – 15°
 Рис. 1.29 – Залежність теплової потужності від перепаду температур між зоною нагріву та адіабатною зоною, кутів нахилу та геометричних параметрів модифікованих та гладкої поверхонь у зоні випаровування

1.4 Висновки до розділу 1

У даному розділі представлено результати аналізу літературних джерел, що присвячені результатам досліджень оптимальних характеристик двофазних систем (термосифонів) як елементів теплообмінних пристроїв.

У результаті аналізу було сформовано задачі та обрано метод дослідження. Оцінено похибку отриманих експериментальних даних, яка складає до 10%.

Також у розділі представлено опис експериментального стенду для виконання задач дослідження, методики проведення експериментальних

досліджень та обробки їх результатів. Аналіз отриманих результатів показав наступне.

1. У результаті дослідження впливу нарізі у зоні нагріву на теплову ефективність термосифону підтверджено, що використання нарізі у зоні нагріву призводить до збільшення теплової ефективності термосифона від 20 до 55% у порівнянні з тепловою ефективністю термосифона з гладкою поверхнею нагріву.

2. У результаті дослідження впливу кута нахилу робочої ділянки на теплову ефективність термосифона:

- вперше отримані теплові характеристики термосифонів з нарізним випарником, заповненим фреоном R141b в діапазоні підведеної теплової потужності від 10 до 170 Вт при кутах нахилу ТС 0° , 30° , 45° , 60° і 90° до горизонту в умовах природної конвекції;

- конструкція випарника термосифона суттєво впливає на ефективність теплообміну в умовах кипіння: використання нарізі у зоні нагріву призводить до збільшення теплової ефективності ТС від 20 до 55%; при використанні нарізі з кроком 0,3мм, або 0,5мм.

- теплові характеристики термосифона з нарізним випарником значно залежать від його орієнтації відносно горизонту в діапазоні підведеної теплової потужності від 5 до 50 Вт;

- при роботі термосифону в основному (киплячому) режимі (підведена тепла потужність від 45 до 70 Вт) у діапазоні кутів нахилу від 0° до 90° значення термічного опору ТС є близькими і мають тенденцію до зменшення та стабілізації на рівні $0,5^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

- у горизонтальному положенні тепла труба (ТС) з різьбовим випарником залишається ефективною лише у діапазоні від 5 до 40 Вт підведеної потужності.

3. У результаті дослідження впливу коефіцієнта заповнення на теплову ефективність термосифона:

- розроблено методику дослідження впливу коефіцієнту заповнення на теплопередавальні характеристики гравітаційних теплових труб;
 - визначено, що оптимальне значення КЗ знаходиться в діапазоні від 0,3 до 0,4 в дослідженому діапазоні підведених теплових потоків і кутів нахилу до горизонту ТС, але рекомендовано забезпечувати коефіцієнт заповнення у діапазоні 0,45...0,5;
 - визначено залежність термічного опору від КЗ, що визначає пускові режими роботи термосифона;
 - з'ясовано, що зі зменшенням КЗ термічний опір термосифона суттєво знижується для діапазону підведених теплових потоків від 5 до 20Вт;
 - з'ясовано, що термічний опір ТС зменшується на (15...30)% для термосифонів, які розташовані відносно горизонту під кутом 15° у порівнянні з вертикальною орієнтацією у всьому діапазоні теплових потоків;
 - визначено, що інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву при зменшенні КЗ зростає, що спостерігається при різних кутах нахилу ТС.
4. У результаті дослідження впливу кроку нарізи у випарнику на теплову ефективність термосифона:
- оптимальним кроком нарізи випарника ТС є 0,5мм, оскільки така поверхня забезпечує найвищі коефіцієнти тепловіддачі у зоні випаровування та найнижчі значення термічних опорів у складі системи.

РОЗДІЛ 2 ГІДРОДИНАМІКА ПЛОСКОГО ТЕРМОСИФОНУ З НАРІЗНИМ ВИПАРНИКОМ В АКТИВНОМУ РЕЖИМІ КИПІННЯ

2.1 Гідродинаміка двофазних потоків

Двофазний потік рідини та її пари в трубі являє собою складне фізичне явище, що виникає під час одночасного транспортування двох фаз однієї речовини — рідкої та газоподібної. Такий потік характерний для багатьох технічних і промислових процесів, зокрема в теплоенергетиці, хімічній промисловості, холодильних установках та нафтогазовій галузі [10].

Динаміка двофазного потоку залежить від багатьох факторів, включаючи теплофізичні властивості рідини і пари (густина, в'язкість, поверхневий натяг), тиск, температуру, геометрію каналу, а також швидкості руху обох фаз. Взаємодія між фазами може набувати різних форм, що класифікується як режими потоку. До найпоширеніших режимів належать бульбашковий, струменевий, кільцевий, пінний і крапельний. Зміна режиму потоку відбувається в залежності від співвідношення швидкостей фаз, витрат та інших умов.

Особливістю двофазного потоку є його нелінійна природа, зумовлена обміном кількості руху, теплом та масою між фазами, а також їх нерівномірним розподілом у перерізі труби. Це створює складнощі при теоретичному аналізі та математичному моделюванні таких систем. Для опису двофазного потоку зазвичай застосовують моделі на основі рівнянь балансу маси, імпульсу і енергії для кожної фази, а також емпіричні залежності для уточнення параметрів взаємодії.

Дослідження двофазних потоків є важливим для оптимізації роботи обладнання, забезпечення його надійності та підвищення енергоефективності технологічних процесів.

Крім того, замкнені системи типу термосифону мають додаткову специфіку гідродинамічної картини, оскільки крім класичного набору впливаючих факторів додається постійна зміна загального тиску всередині системи, а також зміна напрямку руку рідкої фази теплоносія.

Таке явище характеризується періодичними викидами парорідинної суміші з випарної зони у конденсаторну частину термосифона, що супроводжується нерівномірністю теплопередачі та коливаннями тиску і має назву гейзер-ефект.

Виникнення гейзер-ефекту спостерігається внаслідок нерівномірного нагрівання рідкої фази у зоні нагріву термосифону, що є наслідком руху теплоносія біля центру пароутворення.

При підведенні тепла від зовнішнього джерела температура рідини поступового підвищується, досягаючи значень температури насичення і у локальних зонах нагріву виникають парові бульбашки. У певний момент часу парова фаза створює критичний градієнт тиску, що призводить до різкого виштовхування парорідинної суміші у зону охолодження, де локальний тиск дещо знижений. Після викиду суміші відбувається короткочасне зниження тиску у випарній зоні, що сприяє припливу умовно холодної рідини до поверхні нагріву, після чого цикл повторюється.

Відомо, що на формування гідродинамічної картини руху рідини у першу чергу впливає внутрішня геометрія термосифону. У роботі [38] представлені результати дослідження візуальними методами гідродинамічних процесів у термосифонах з гофрованою поверхнею нагріву (рис.2.1).

Результати дослідження показали, що гофровані випарники у порівнянні з гладкими термосифонами характеризуються вищою тепловою ефективністю (завдяки оптимізації фазового переходу), а також зниженим термічним опором

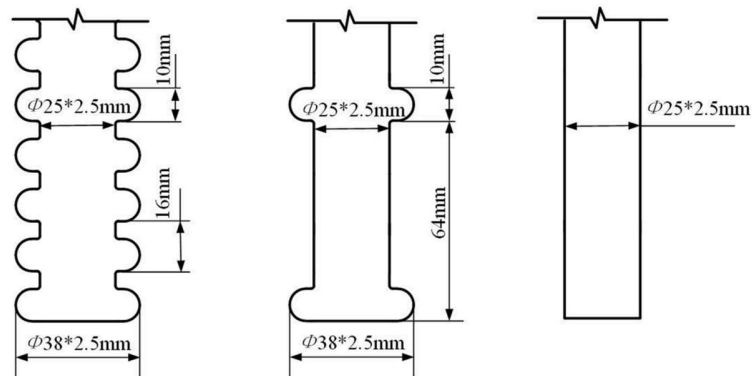


Рисунок 2.1 – Схематичне зображення структурування стінок термосифону [38]

На рисунку 2.2 представлено загальна схема експериментального стенду для візуалізації гідродинаміки у термосифоні [38].

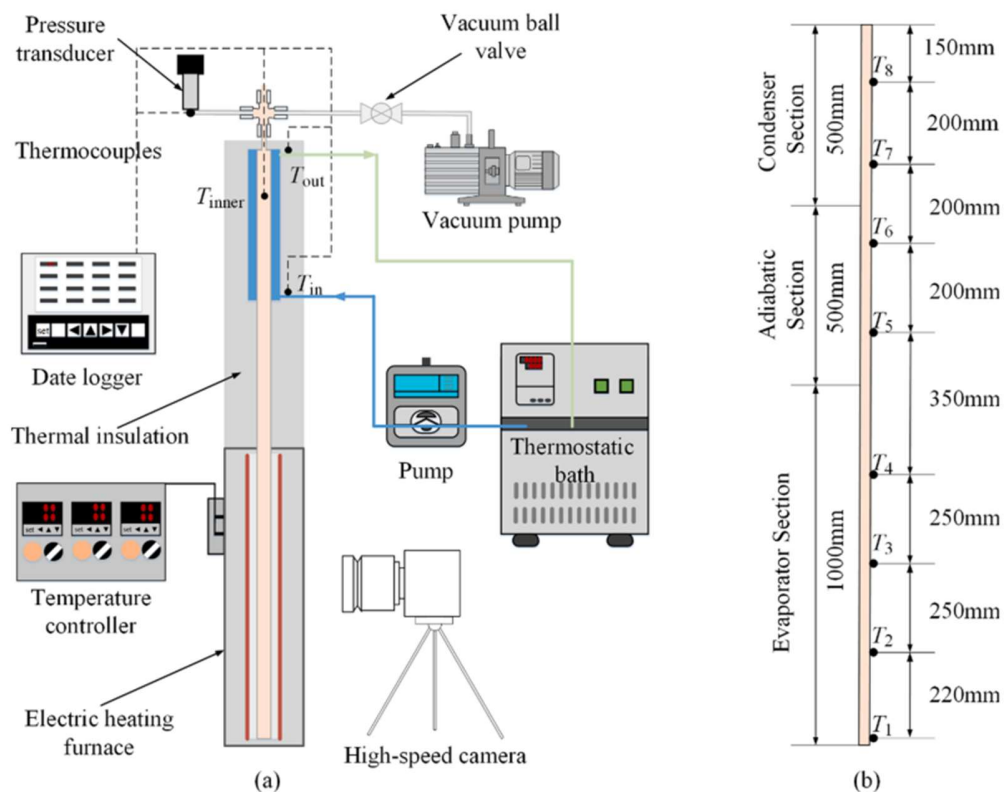


Рисунок 2.2 – Експериментальна схема [38]

Також було виявлено, що гофрована структура дозволяє зменшити швидкість виходу парової бульбашки з зони нагріву, що призводить до більш стабільного процесу кипіння в зоні і зменшенню гейзер-ефекту. Це дозволяє отримати стаціонарний гідродинамічний стан у порівнянні з гладким термосифоном. Це пов'язано з радіальним розширенням бульбашок у зоні гофри, що уповільнює їх аксіальний ріст, а також збільшенню зон локального турбулентного перемішування. Така зміна процесів призводить до зменшення амплітуди коливань температури і тиску всередині термосифону.

Авторами [39] було проведено дослідження гейзер-ефекту у термосифоні загальною довжиною 875мм, зоною нагріву – 320мм, зоною охолодження – 475мм, і внутрішнім діаметром 25,4мм, з застосуванням сучасних технологій індикації, зокрема сенсорів з дротяною сіткою. Ці сенсори дозволяють відтворювати тривимірні розподіли фазових часток (рідкої та парової) із високою просторовою та часовою роздільною здатністю. Сенсори мають вигляд сітки, що створена з дротів, частина з яких виступає у ролі передавачів, а інші - приймачів (рис.2.3). Сигнали вимірюють електричку ємність у вузлах сітки. Після калібрування така система дає змогу визначати частку порожнеч у кожній точці перерізу термосифону.

Сенсори було встановлено у транспортній зоні термосифону з відстанню між ними 26мм, що дозволяє вимірювати швидкість переміщення бульбашок.

За результатами досліджень було визначено, що середня частка парової фази складає близько 80% незалежно від теплового навантаження; товщина стікаючої плівки у діапазоні досліджуваного теплового навантаження (від 110 до 150Вт) була практично незмінною; швидкість бульбашок знижувалась зі збільшенням теплового навантаження; при цьому кількість рідини що закидається у зону транспорту зі збільшенням потужності теж збільшується.

1. Розробити методику експериментального дослідження процесів пароутворення з використанням швидкісної камери
2. Виконати серію експериментів для отримання якісних характеристик парових бульбашок у різних режимах роботи термосифона
3. Проаналізувати вплив основних параметрів (теплового навантаження, геометрії термосифона) на характер пароутворення

Для розв'язання поставлених задач у роботі застосовуються такі методи дослідження: методи оптичної візуалізації та експериментальні методи.

2.2 Візуалізація процесів у двофазному термосифоні при різних кутах нахилу до горизонту

Загальні результати опубліковано у роботі [40].

2.2.1 Опис установки, робочої ділянки та методики проведення експериментальних досліджень

З метою вивчення гідродинамічних процесів у двофазному термосифоні методом візуалізації було створено прозорий експериментальний зразок. У якості матеріалу корпусу було обрано кварцове скло, оскільки воно має відносно низький коефіцієнт термічного розширення, що дозволяє уникнути пошкодження зразка у разі виникнення кризових явищ у двофазному термосифоні. Довжина зони охолодження складала 60мм. Загальна довжина експериментального зразка становила 500мм, діаметр кварцової трубки складав 12х1мм. Для проведення досліджень зразок заповнили 96% розчином етилового спирту, в якому розчинено синій пігмент фарби для збільшення контрастності зображення.

Наприклад, у роботі [41] для підсилення зображення було використано наночастинки срібла. Коефіцієнт заповнення термосифону становив 100% висоти зони нагріву ($K_3 = 1$), довжина якої була 40 мм.

Для підвищення контрастності зображення та більш чіткої візуалізації у теплоносії було додано синій пігмент. Експериментальний зразок кріпився на

штативі (рис.2.4). Тепловий потік подавався за допомогою імітатора теплового потоку, що через термоінтерфейс КПТ-8, який закріплений безпосередньо на експериментальному зразку. Експериментальний зразок охолоджувався в умовах вимушеної конвекції за допомогою вентилятора з об'ємною витратою повітря 47 м³/год. Температура навколишнього середовища під час дослідження підтримувалась у межах (20...22)°C. Дослідження проводились для широкого діапазону кутів нахилу термосифону: від вертикального положення (90°) до майже горизонтального (5°). Для всіх кутів нахилу в зоні нагріву забезпечувався тепловий потік у 30 Вт за допомогою резистивного нагрівача. Контроль за потужністю відбувався лабораторним блоком живлення постійного струму.

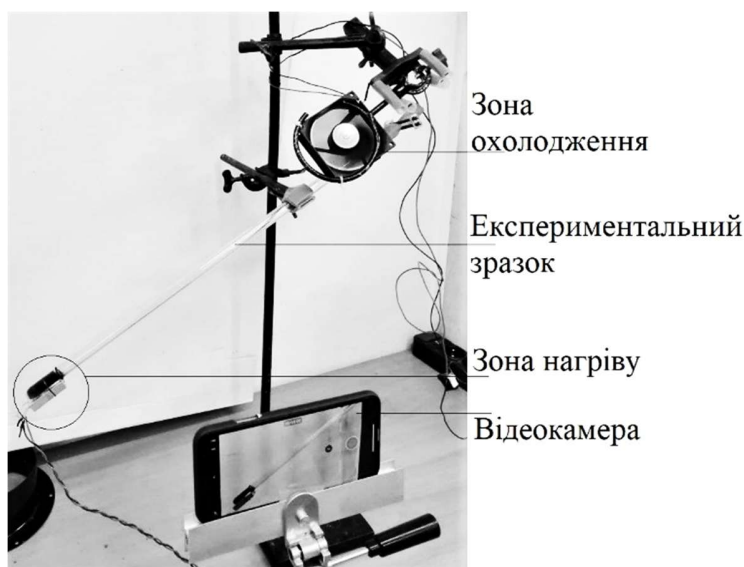


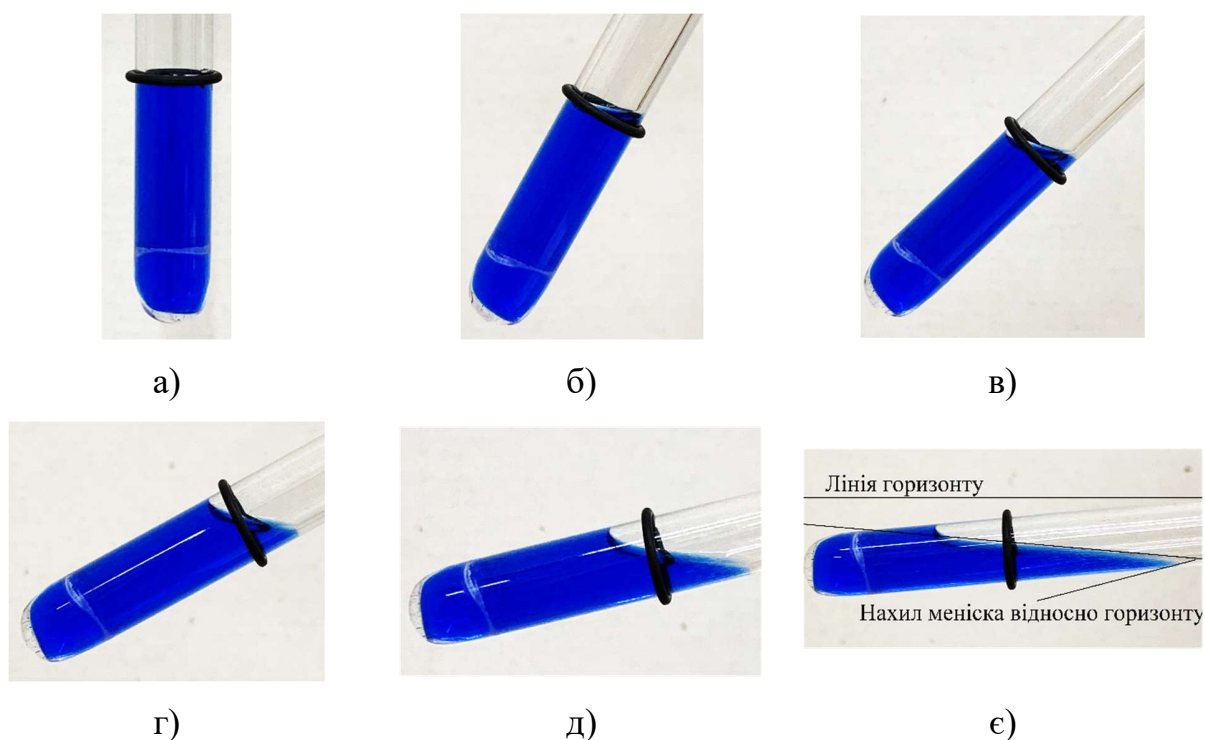
Рисунок 2.4 – Загальний вигляд експериментальної установки для візуалізації гідродинамічних процесів у зоні нагріву двофазного термосифону

Для детального вивчення швидкоплинних гідродинамічних процесів фото- та відеофіксація виконувалась на швидкісну камеру з частотою кадрів 240 fps (англ. Frame per second – кількість кадрів в секунду). Після зйомки відеофайли обробляли за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення, яке дозволило отримати покрокові розкадровки процесів пароутворення за різною орієнтацією експериментального зразку у просторі.

2.2.2 Візуалізація положення меніску рідини у зоні нагріву термосифона

Дане дослідження проводилось з метою визначити заповнення теплоносієм зони нагріву у термосифоні при його функціонуванні.

Перед проведенням експериментальних досліджень для всіх кутів нахилу було виявлено специфічну форму менісків теплоносія всередині термосифону відносно верхнього положення нагрівача (позначено чорною міткою) (рис.2.5).



а – кут нахилу термосифону 90° ; б – 60° ; в – 45° ; г – 30° ; д – 15° ; є – 5°
Рисунок 2.5 – Вплив орієнтації у просторі на форму та положення поверхні розділу фаз у двофазному термосифоні

Було виявлено, що для кутів нахилу термосифона у діапазоні $90^\circ \dots 45^\circ$ межа розділу фаз залишається майже горизонтальною завдяки дії капілярних сил (рис. 2.5 – а, б, в). У разі кутів нахилу від 5° до 30° спостерігається зміщення верхньої частини меніска (рис. 2.5 – г, д, є). Таким чином, навіть при невеликих кутах нахилу в зоні нагріву має бути присутня достатня кількість теплоносія. Варто зазначити, що поверхня не є ідеально горизонтальною, а формує певний

кут нахилу до горизонту, величина якого залежить від сили поверхневого натягу рідини та крайового кута змочування, тобто теплофізичних властивостей теплоносія. Це чітко видно для кута нахилу термосифона 5° (рис. 2.5 - є). Крім того, форма поверхні розділу фаз є складною, оскільки спостерігається вигин поверхні розділу фаз у верхній частині цієї площини, а також має додатковий вигин перпендикулярно осі труби, що створює сідловидну форму у поперечному перетині (рис.2.6).

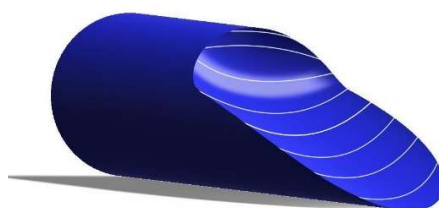


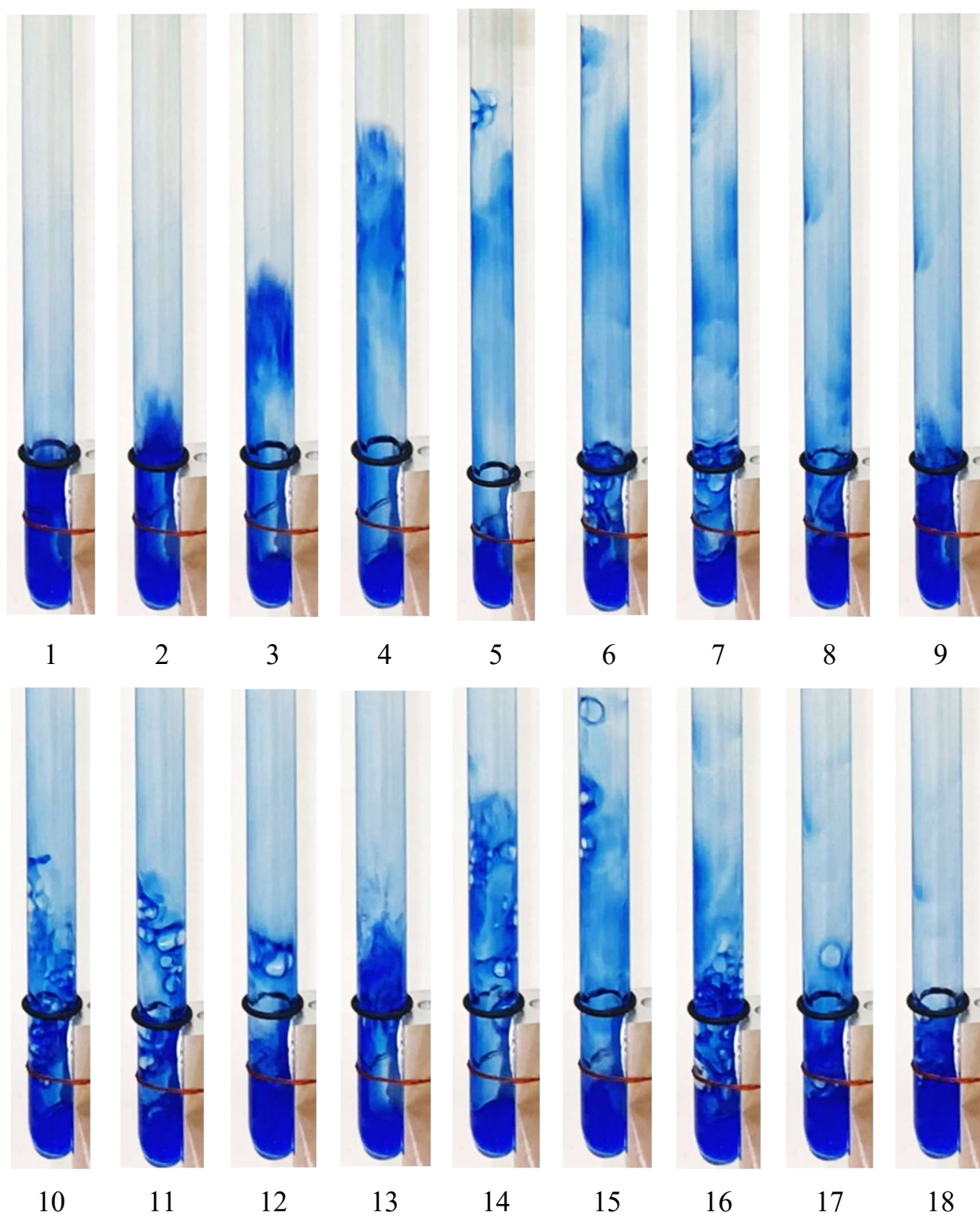
Рисунок 2.6 – Схематичне зображення поверхні розділу фаз теплоносія у зоні нагріву при малому куті нахилу (5°) термосифону

2.2.3 Візуалізація процесу кипіння у зоні нагріву термосифона

Методика проведення дослідження описана у п.2.2.1

На рис. 2.7-2.11 представлено результати дослідження для циклу кипіння у зоні нагріву від утворення парових бульбашок до їх конденсації при різних кутах нахилу термосифона.

Візуалізація процесу нагріву при вертикальному розташуванні термосифона дозволило спостерігати вибухоподібне кипіння перегрітої рідини у зоні нагріву (рис. 2.7 – 1...4). При цьому, спостерігається виштовхування близько 60% теплоносія із зони нагріву (рис. 2.7 – 5...8). Винесений теплоносій розподіляється рівномірно по всій довжині зони транспорту термосифона. На рис. 2.7 – 10...15 зафіксовано кипіння при зменшеній кількості теплоносія, що є наслідком відсутності часу на повернення робочої рідини у зону нагріву. Наприкінці циклу теплоносій майже повністю повертається у зону кипіння (рис. 2.7 – 16...18), після чого гідродинамічна картина повторюється через активацію центру пароутворення та зростання нової парової бульбашки.

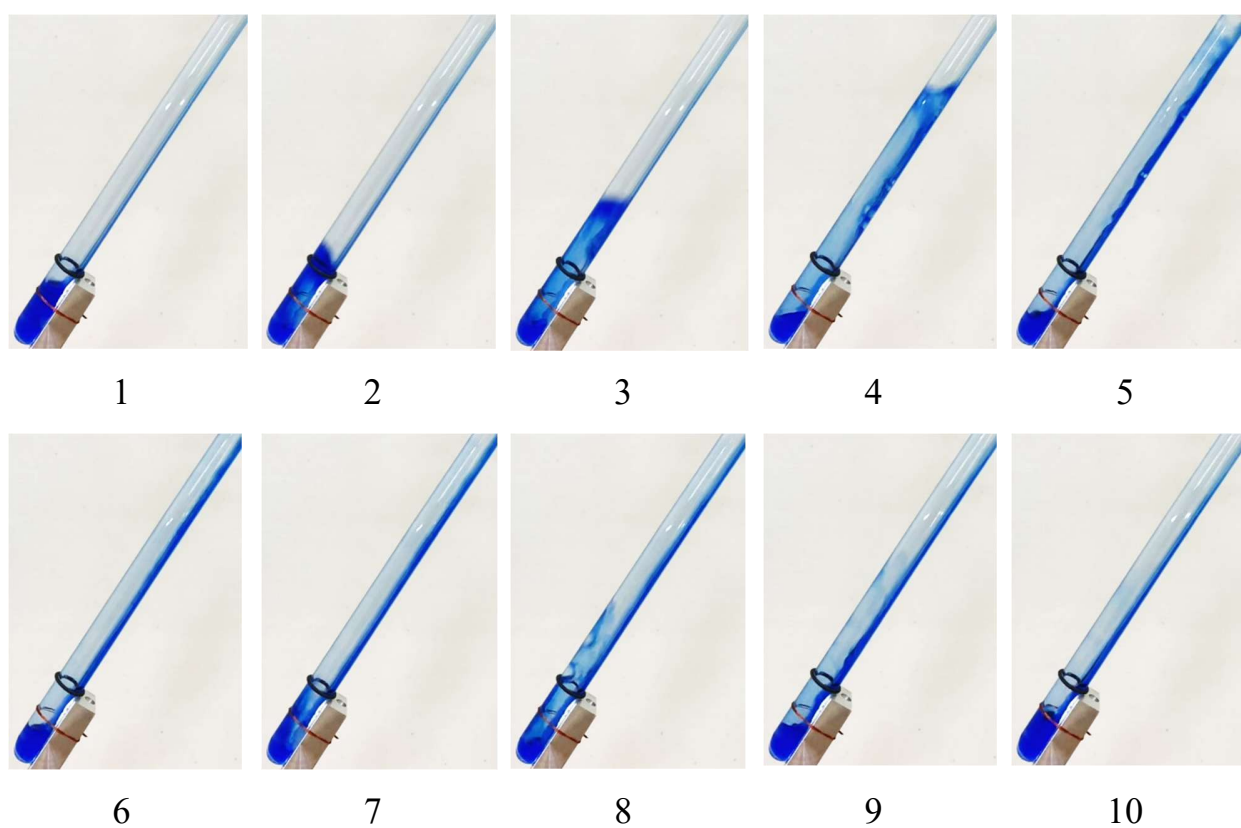


1-18 – розкадровка зйомки

Рисунок 2.7 – Візуалізація процесу активного пароутворення у двофазному термосифоні, вертикальна орієнтація у просторі

Отже, в умовах вертикальної орієнтації термосифону при 100%-му коефіцієнті заповнення, під час активного кипіння більшість часу зона нагріву заповнена робочою рідиною лише на 30...50%, оскільки більша частина рідини виштовхнена із зони нагріву паровими бульбашками.

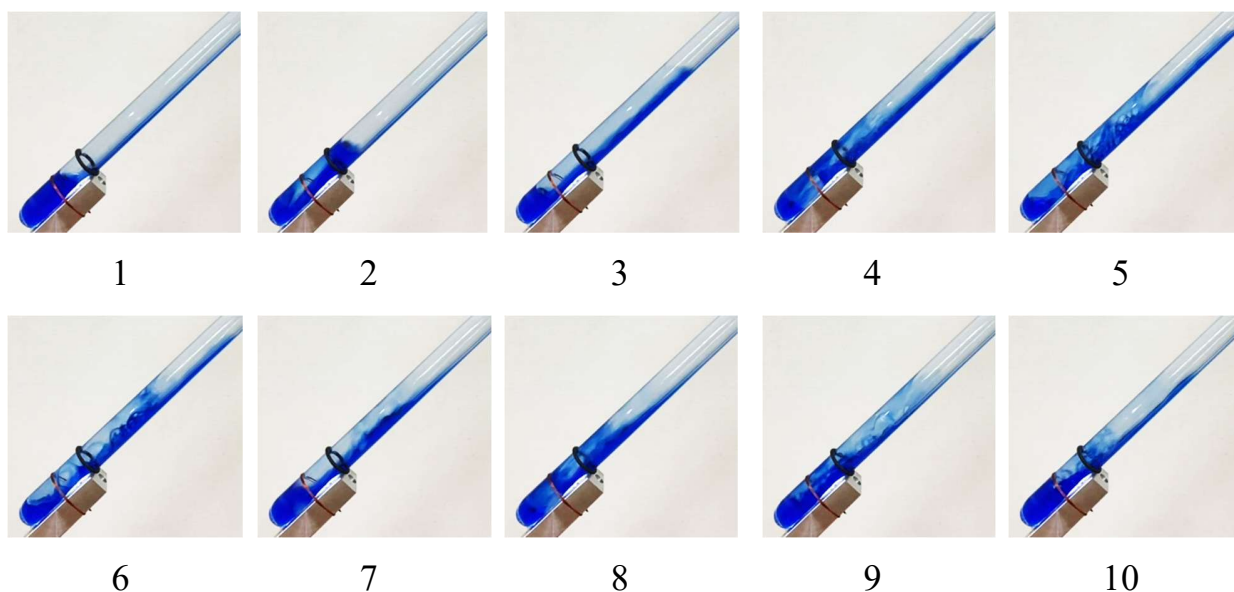
Аналогічна гідродинамічна картина спостерігається у процесі активного пароутворення у двофазному термосифоні при куті нахилу 60° (рис.2.8). Кількість теплоносія, що виноситься із зони нагріву, у порівнянні з вертикальним розташуванням термосифона майже не змінюється.



1-10 – розкадровка зйомки

Рисунок 2.8 – Візуалізація процесу активного пароутворення у двофазному термосифоні, кут нахилу до горизонту 60°

При подальшому зменшенні кута нахилу термосифона при виході парової бульбашки утворюються гідродинамічні вихори (рис.2.9). Після виходу першої парової бульбашки з виносом частини теплоносія (рис. 2.9 - 1...3), за нею одразу генерується наступна бульбашка (рис. 2.9 - 4...5). Винесена частина теплоносія повертається до зони нагріву по нижній твірній, одночасно з цим, вздовж верхньої твірної відбувається вихід пари. Пара захоплює верхні шари теплоносія та змінює напрям його руху. За верхніми шарами захоплюються нижні шари, що призводить до утворення вихорів теплоносія при стіканні та сповільнює повернення теплоносія до зони випаровування (рис. 2.9 - 6,7). На рис. 2.9 - 8, 9 зафіксовано повторний вихід парової бульбашки.



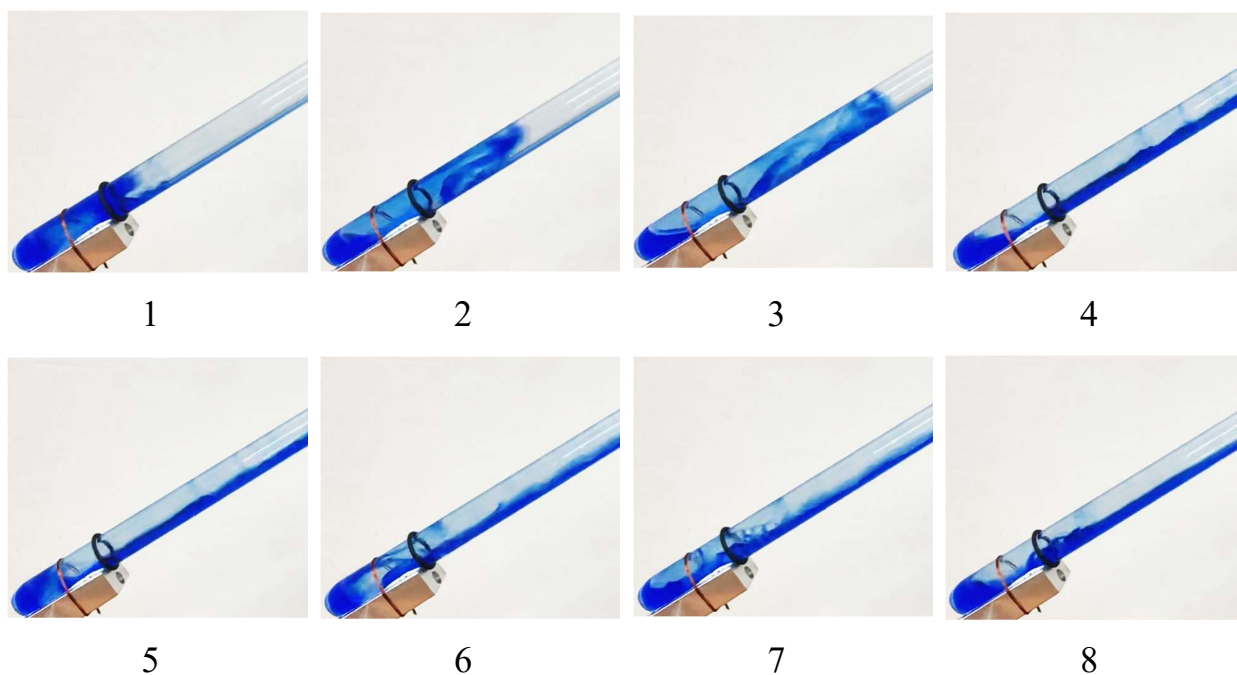
1-10 – розкадровка зйомки

Рисунок 2.9 – Візуалізація процесу активного пароутворення у двофазному термосифоні, кут нахилу до горизонту 45°

Через певний проміжок часу (між активаціями центрів пароутворення) теплоносій повністю повертається до зони нагріву і вищеописаний процес повторюється з активації центру пароутворення (рис. 2.9 -10).

При подальшому зменшенні кута нахилу термосифона спостерігається посилення описаного вище гідродинамічного ефекту, при цьому збільшується не тільки кількість винесеної робочої рідини, а й час її повернення (рис. 2.10).

Як наслідок, поруч із зоною випаровування утворюється застійна зона, в якій майже весь час знаходиться частина теплоносія, що не встигає повернутись у зону нагріву (рис. 2.10 – 4...8).



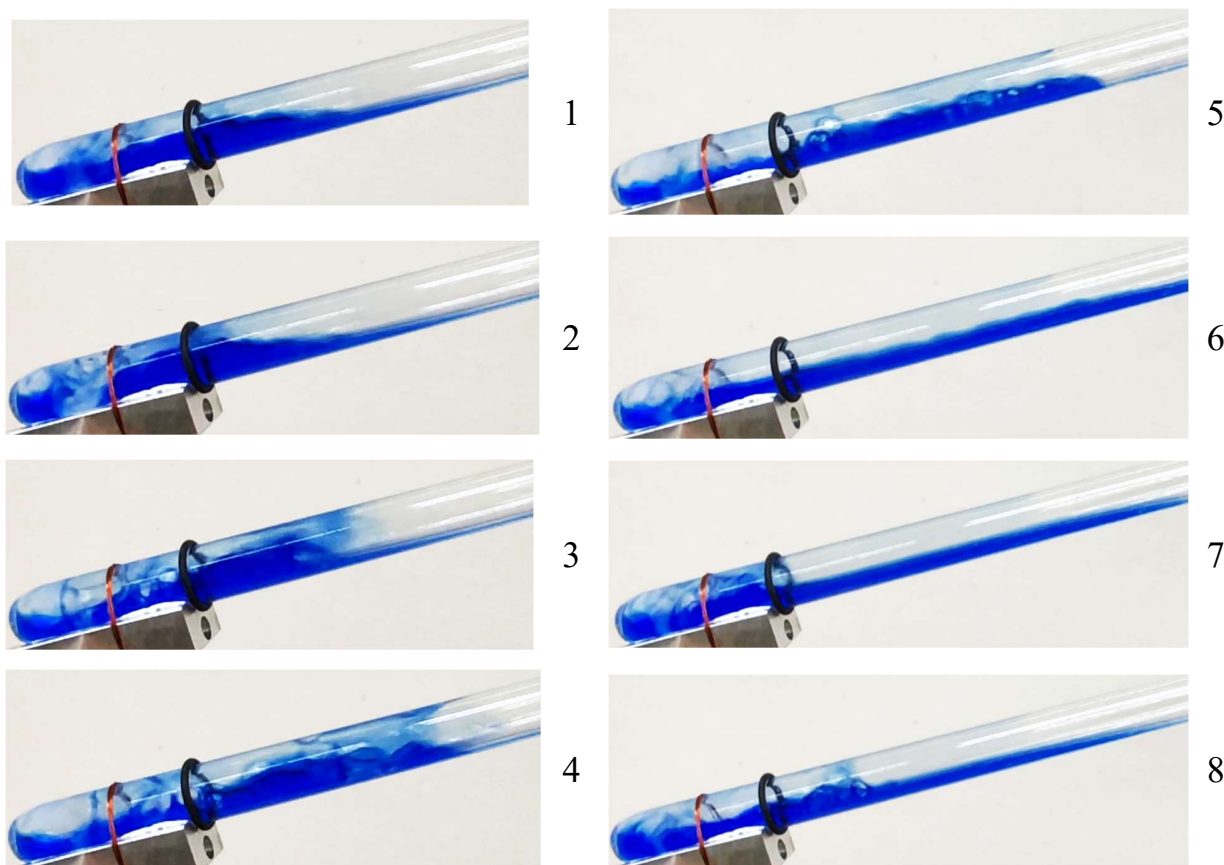
1-8 – розкадровка зйомки

Рисунок 2.10 – Візуалізація процесу активного пароутворення у двофазному термосифоні, кут нахилу до горизонту 30°

Таким чином, при зменшенні кута нахилу, кількість теплоносія в зоні випаровування зменшується при однакових значеннях підведених теплових потоків.

Процес кипіння у термосифоні при куті нахилу до горизонту 15° (рис. 2.11) характеризується тим, що зростає кількість теплоносія яка знаходиться поза зоною нагріву. Також у деякі періоди часу дно термосифону практично осушується, що при високих значеннях теплового потоку може призвести до

виникнення кризових явищ та стрибкоподібному зростанню температури у зоні нагріву. Утворюються більш масивні вихори у зоні транспорту, що суттєво сповільнюють процес повернення теплоносія до зони нагріву.



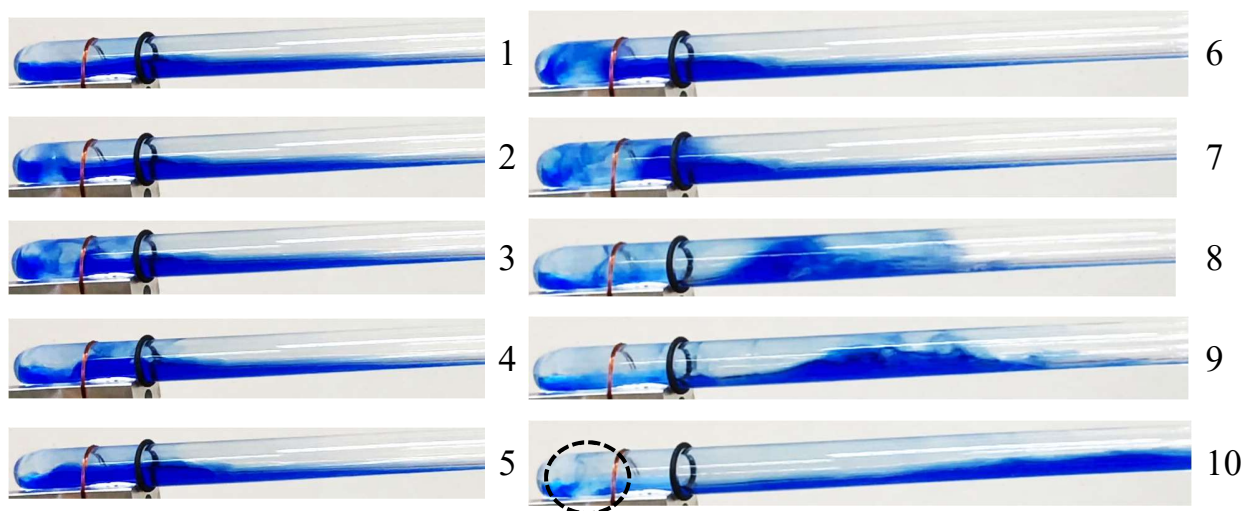
1-8 – розкадровка зйомки

Рисунок 2.11 – Візуалізація процесу активного пароутворення у двофазному термосифоні, кут нахилу до горизонту 15°

Таким чином можна стверджувати, що заповнення теплоносієм зони нагріву (характеризується коефіцієнтом заповнення) в стані спокою суттєво відрізняється від заповнення в режимі активного функціонування. Значна частина теплоносія не задіяна у пароутворенні, а просто виноситься паровими бульбашками у зону транспорту або конденсації, тим самим створюючи додатковий гідродинамічний та термічний опір.

Подальше зменшення кута нахилу до 5° призводить до того, що в певні моменти часу, зона нагріву майже повністю осушується (рис.2.12 - 8...10),

залишається лише тонка плівка теплоносія, в якій відбувається процес кипіння (рис.2.12 - 10).



1-10 – розкадровка зйомки

Рисунок 2.12 – Візуалізація процесу активного пароутворення у двофазному термосифоні, кут нахилу до горизонту 5°

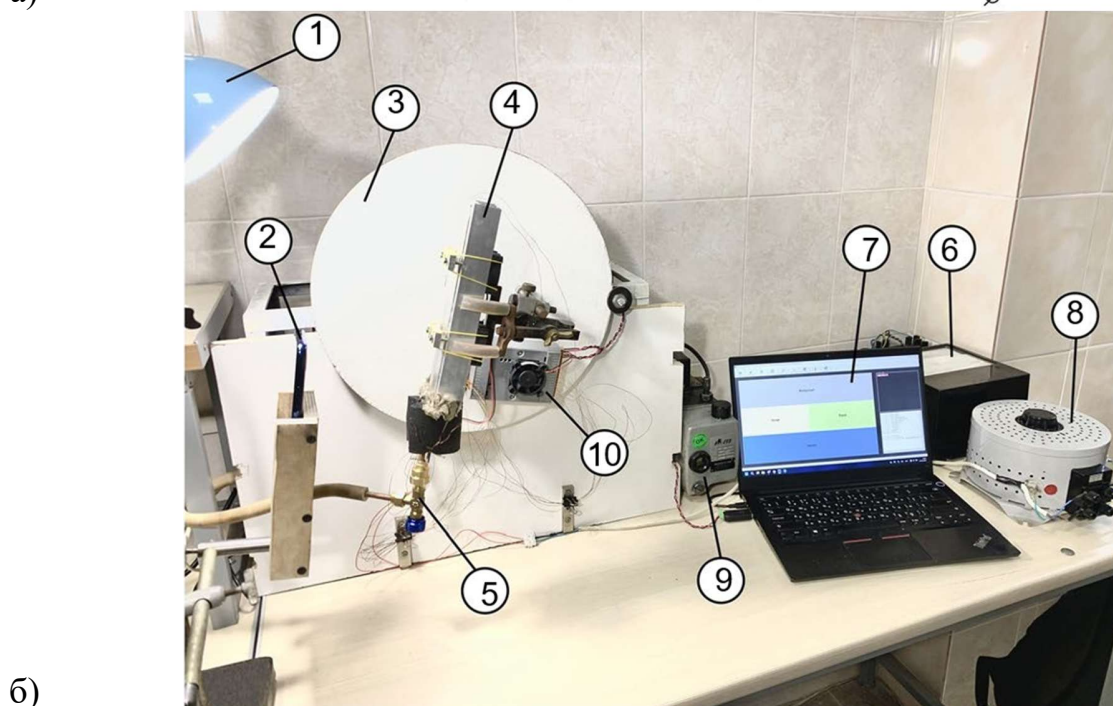
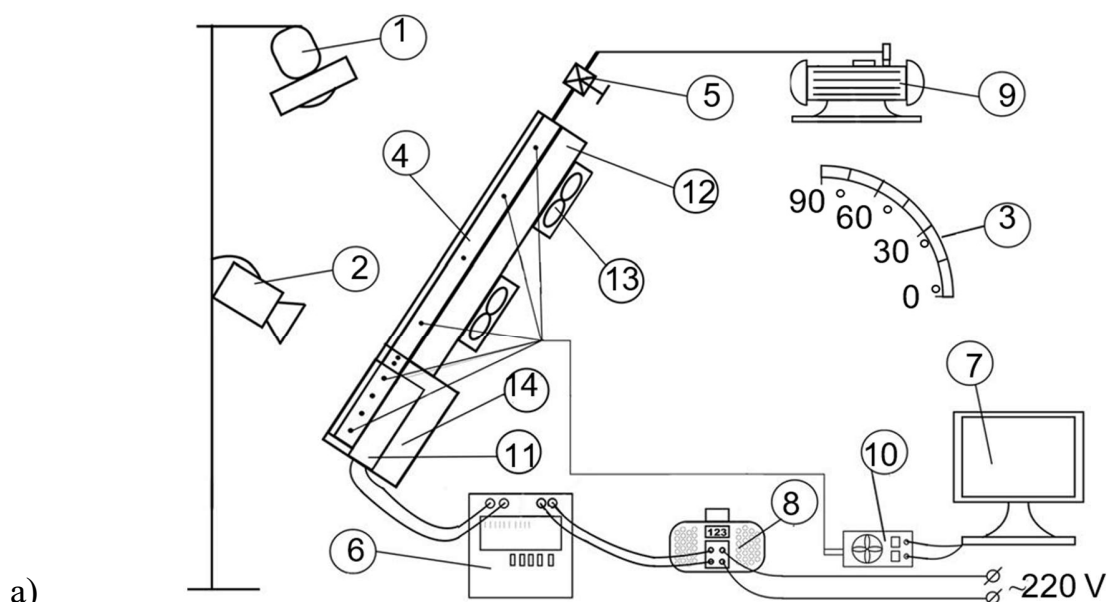
Отже, отримані результати візуалізації процесу кипіння у двофазному термосифоні дають можливість обґрунтувати не доцільність використання термосифонів та подібних конструкцій при орієнтації у просторі близькій до горизонту для створення систем термостабілізації.

2.3 Гідродинаміка процесу кипіння у плоскому двофазному термосифоні при різних кутах нахилу до горизонту

Результати опубліковано у роботі [42].

2.3.1 Опис експериментального стенду

При проведенні досліджень процесу гідродинаміки у плоскому двофазному термосифоні при різних кутах нахилу до горизонту була використана установка, що описана у п. 1.2.1, з додатковими системами, які дозволили виконати візуалізацію процесу (рис. 2.13).



а – схема; б – вигляд загальний

1 – джерело світла; 2 – високошвидкісна камера; 3 – поворотний механізм; 4 – плоский термосифон; 5 – голчастий клапан; 6 – ватметр; 7 – ноутбук; 8 – лабораторний автотрансформатор; 9 – вакуумний насос; 10 – модуль збору даних; 11 – електронагрівач; 12 – радіатор; 13 – вентилятори; 14 – ізоляція

Рисунок 2.13 – Установа для дослідження гідродинаміки у плоскому двофазному термосифоні при різних кутах нахилу до горизонту [42]

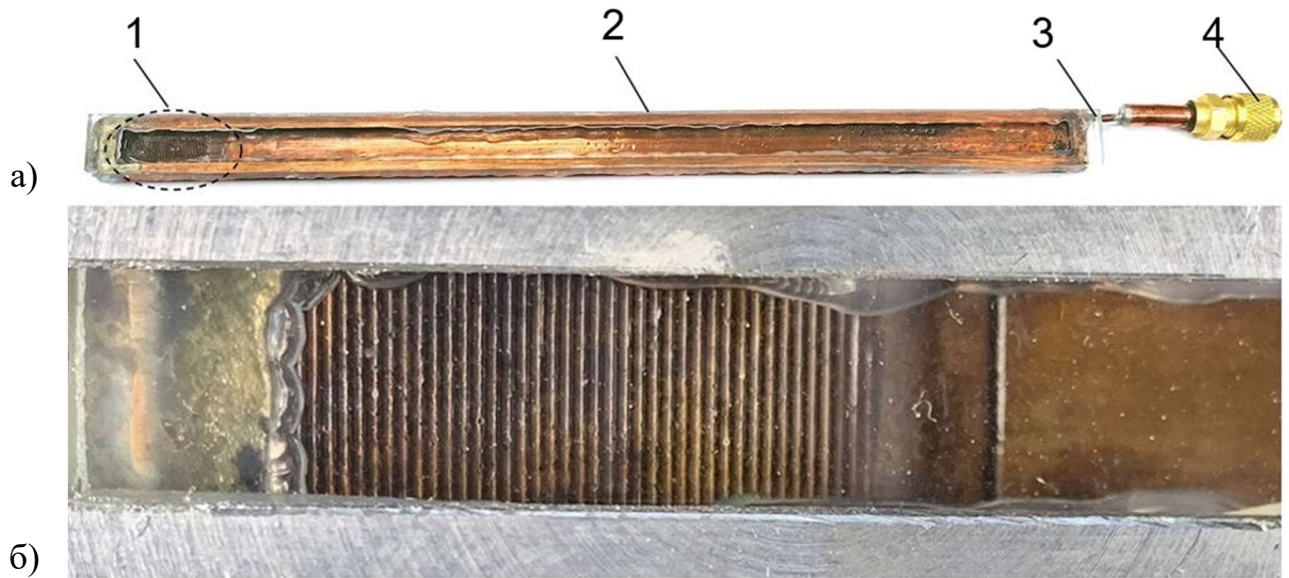
Джерело світла 1 було спрямоване на робочу зону плоского термосифону 4. Високошвидкісна камера 2 була встановлена на тому ж рівні, що й джерело світла, і фіксувала процеси зі швидкістю 240 кадрів за секунду. Прототип плоского термосифону орієнтувався у просторі за допомогою поворотного механізму 3. Голчастий клапан 5 використовувався для відсікання внутрішнього об'єму плоского термосифону від вакуумної системи. Перед тестуванням вакуумування здійснювалося за допомогою вакуумного насоса ITE MK-50-DS (9). Тепловий потік у зоні нагріву створювався за допомогою лабораторного автотрансформатора LATR 2.5-Y (8) і контролювався ватметром D5016 (6) з класом точності 0,2 (межі основної похибки $\pm 0,2\%$ від граничного значення шкали — 150 Вт, точність $\pm 0,3$ Вт). Розподіл температури вздовж термосифона фіксувався за допомогою термопар типу Т (мідь-константан), сигнал від яких передавався через модуль збору даних ICP CON M-7018–16 (10) на ноутбук 7 і оброблювався спеціалізованим програмним забезпеченням.

Електроживлення зони нагріву плоского термосифона здійснювалося за допомогою електронагрівача 11. Конденсатор плоского термосифону охолоджувався системою охолодження, яка складалась з ребристого радіатора 12 та двох вентиляторів 13, встановленими на торцях ребер

. Поверхня нагрівача та адіабатичної зони була ретельно ізольована базальтовим матеріалом 14.

2.3.2 Опис робочої ділянки

Робоча ділянка являє собою плоский термосифон з нарізним випарником (рис. 2.14). Робоча ділянка виготовлена з мідної труби довжиною 245 мм з прямокутним перерізом 15,5 мм \times 4 мм, яка виготовлена шляхом сплющування циліндричної заготовки діаметром 12 мм \times 1 мм. Перед сплющуванням всередині циліндричної трубки було нарізано метричну внутрішню різьбу M11 \times 0,5 мм \times 45 мм.



а – вигляд загальний; б – збільшений вигляд зони нагріву

1 – зона нагріву; 2 – корпус термосифону; 3 – оглядове скло;
4 – клапан Шредера

Рисунок 2.14 – Плоский термосифон з нарізним випарником [42]

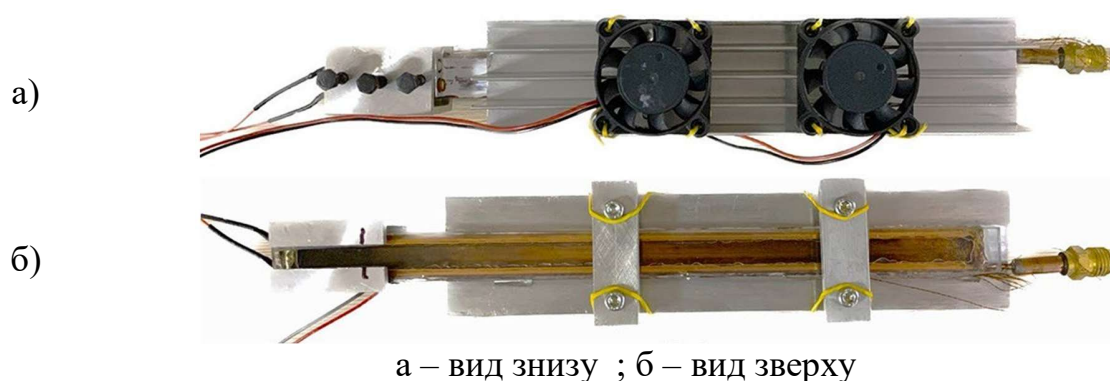
Для забезпечення рівномірності розмірів труби, її сплющували в прес-формі на сталевих тримачах. Для збереження профілю різьби неушкодженим під час сплющування використовувалися внутрішні еластичні вставки. Після сплющування заготовки з різьбою, на її верхній поверхні було виготовлено вікно розміром 9,5 мм × 240 мм. Обидва кінці сплющеної труби були герметично запаяні торцевими вставками.

Клапан Шредера був припаяний до бічної сторони, яка протилежна нарізній секції. Капілярна трубка, яка була встановлена між плоским термосифоном і клапаном Шредера, запобігала накопиченню робочої рідини всередині клапана. Для спостереження за процесом утворення пари в зоні нагрівання оглядове скло було герметично закріплене за допомогою силіконового герметика до корпусу термосифона. Враховуючи товщину стінок і спосіб кріплення оглядового скла до труби, поперечні розміри порожнини для пари у плоскому термосифоні складали 14,5 мм × 3 мм.

Термосифон заповнювався етанолом з $K_3 = 1$, який є однією з найпоширеніших робочих рідин, що використовуються в двофазних теплопередавальних пристроях охолоджувальних систем [43, 44]. Температура кипіння етанолу при атмосферному тиску значно нижча за ефективний температурний діапазон герметика, що утримує оглядове скло. У той же час, тиск насиченої пари етанолу в досліджуваному температурному діапазоні (від 20°C до 80 °C) не перевищував 1 атм, і, таким чином, не порушував герметичності між склом та корпусом плоского термосифону. Крім того, етанол сумісний з усіма матеріалами, які використовувалися при виготовленні експериментального зразку.

Плоский термосифон нагрівався за допомогою імітатора теплового потоку довжиною 40 мм, встановленого на зону нагріву з теплопровідною графітовою прокладкою між ними. Зона нагріву була покрита теплоізоляцією для зменшення теплових втрат (рис. рис. 2.15).

Відведення теплового потоку від експериментального зразку організувався через радіатор довжиною 200 мм, шириною 42 мм і висотою 26 мм. Конструкція системи охолодження представлена на рис. 2.14.



а – вид знизу ; б – вид зверху

Рисунок 2.15 – Вигляд робочої ділянки [42]

Основа радіатора була завтовшки 6 мм і мала 5 ребер охолодження, розташованих з інтервалом 10 мм між ними. Висота ребер становила 20 мм,

товщина біля основи — 2,4 мм, а у верхній частині — 1,2 мм. Для забезпечення кращого теплового контакту між плоским термосифоном та радіатором у основі радіатора було вифрезеровано паз глибиною 2 мм, у який був вмонтований плоский ТС через теплопровідну пасту. Теплообмінна поверхня радіатора охолоджувалася за допомогою двох вентиляторів Gembird D40SM-12A (витрата повітряного потоку 5,2 м³/год), тоді як скляна вставка охолоджувалася за рахунок природної конвекції.

Дослідження проводилися у діапазоні кутів нахилу термосифона відносно горизонту: 90° (вертикальне положення) 75°, 60°, 45°, 30° і 15°. Кути нахилу були вибрані на основі умов експлуатації плоского термосифону, який може функціонувати, коли конденсована робоча рідина повертається в зону нагрівання під дією сили тяжіння.

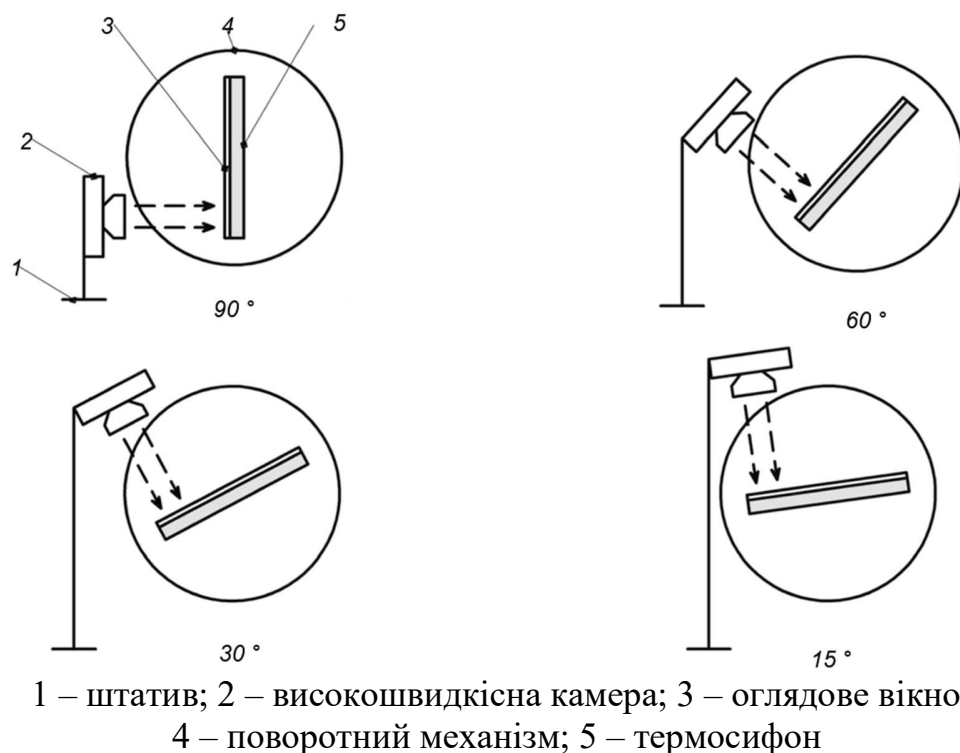


Рисунок 2.16 – Схеми розташування робочої ділянки при різних кутах нахилу відносно горизонту [42]

При кожному куті нахилу плоского термосифону положення високошвидкісної камери на штативі налаштовувалося таким чином, щоб площини об'єктива і оглядового скла плоского термосифону залишалися паралельними (рис. 2.16). Таке одночасне обертання камери та плоского ТС було зроблено для кращого спостереження процесів і уникнення оптичних спотворень. Зйомка процесів відбувалась зі швидкістю 240 кадрів у секунду.

2.3.3 Методика проведення досліджень

Перед початком дослідів плоский термосифон розміщувався і фіксувався на штативі під певним кутом нахилу. Неконденсовані гази видалялися за допомогою вакуумного насоса, що є необхідним етапом для отримання адекватних результатів тестування. Потім активувалася система збору та передачі даних, вмикалися вентилятори для охолодження конденсатора, і до зони нагріву подавалася певна теплова потужність (50 Вт). Після досягнення стаціонарного теплового режиму, що визначалось за показами датчиків температур, починалась відеофіксація.

Для визначення основних теплових характеристик термосифона одночасно з візуальним спостереженням кипіння, вимірювалися розподіл температури вздовж плоского термосифона, середня температура в зоні випаровування. Система вимірювання температури складалася з 10 термопар типу Т і модуля збору даних ICP CON M-7018-16. Чотири термопари типу Т (Т1–Т4) були встановлені у випарнику, дві термопари (Т5 і Т6) – у адіабатичній секції, і ще чотири (Т7–Т10) були встановлені в конденсаторі (рис. 2.17).

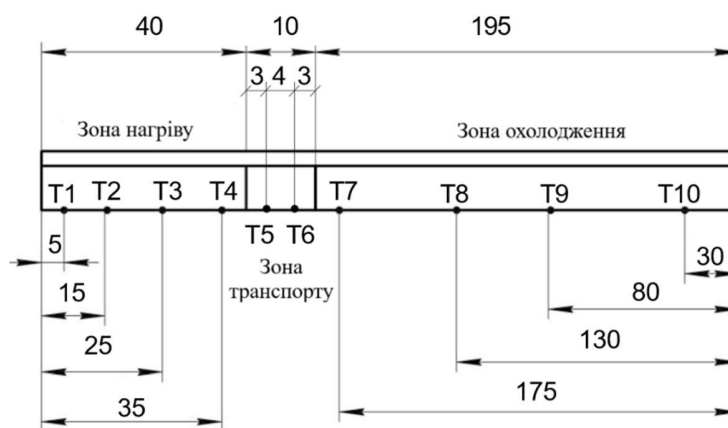


Рисунок 2.17 – Схема розташування термопар [42]

Після проведення досліджень при куті нахилу 90° робочу ділянку (термосифон) охолоджували та встановлювали під іншим кутом, після чого повторювали описані вище кроки.

2.3.4 Визначення теплового потоку, характерного для активного кипіння у плоскому термосифоні з нарізною зоною нагріву

Візуальні дослідження проведені при вертикальній орієнтації термосифона у просторі (кут нахилу 90°), при зміні теплової потужності від 0 до 55 Вт. Спостереження за процесом пароутворення у зоні нагріву показали, що при тепловій потужності у зоні нагріву 20 Вт спостерігається активація одного центру випаровування, а при 25 Вт - активація додаткових центрів випаровування. Це призводить до того, що робоча рідина залишає зону нагрівання частинами з різною швидкістю, що робить гідродинамічну картину процесу складною та хаотичною.

Коли тепловий потік збільшується до 35 Вт - утворюється певна зона поза зоною нагрівання, де постійно присутня робоча рідина. На цьому етапі спостерігається активне випаровування у зоні нагріву з великою кількістю центрів пароутворення, тобто утворюється певне ядро пари і рідини складної форми, яке рухається коливальними рухами у внутрішньому каналі плоского

термосифона. Цей рух спричинений нерівномірним утворенням кількості пари з часом та нерівномірним формуванням фронту пари і рідини.

Подальше збільшення теплового потоку до 45 Вт виводить систему з рівноваги. Робоча рідина виштовхується із зони нагрівання, оскільки активація великої кількості центрів зародження пари призводить до накопичення бульбашок пари. Збільшення потужності до 55 Вт загалом не змінює картину процесу, за винятком двох деталей: збільшення інтенсивності процесу та зменшення кількості робочої рідини у випарнику. У той час як у попередньому випадку частина робочої рідини виводилася в середньому за 80...100 мс, при тепловій потужності 55 Вт цей процес пришвидшується до 60...80 мс. Слід зазначити, що в певному діапазоні теплових потоків (від 45 до 55 Вт) змінюється лише інтенсивність процесу, тоді як основні візуальні особливості залишаються незмінними.

Подальше збільшення теплового потоку порушує роботу плоского термосифона через розгерметизацію під дією внутрішнього тиску. Максимальна допустима температура в зоні нагрівання була встановлена на рівні 80 °С, що відповідає тиску насиченої пари етанолу 1атм. Враховуючи це обмеження, базовий тепловий потік для подальших експериментальних досліджень був обраний на рівні 50 Вт, що дозволяло спостерігати активне кипіння без перевищення максимальної температури у зоні нагріву плоского термосифона більше 70 °С.

2.3.5 Результати дослідження

Візуалізація процесу пароутворення у зоні нагріву при різних кутах нахилу плоского термосифону в активному режимі кипіння представлено на рис. 2.18. Зображення розміщені вертикально, незалежно від кута нахилу робочої ділянки. Для демонстрації змін, що відбуваються в плоскому термосифоні у стабільному тепловому режимі при певному куті нахилу, зображення наведені з інтервалом 17 мс.

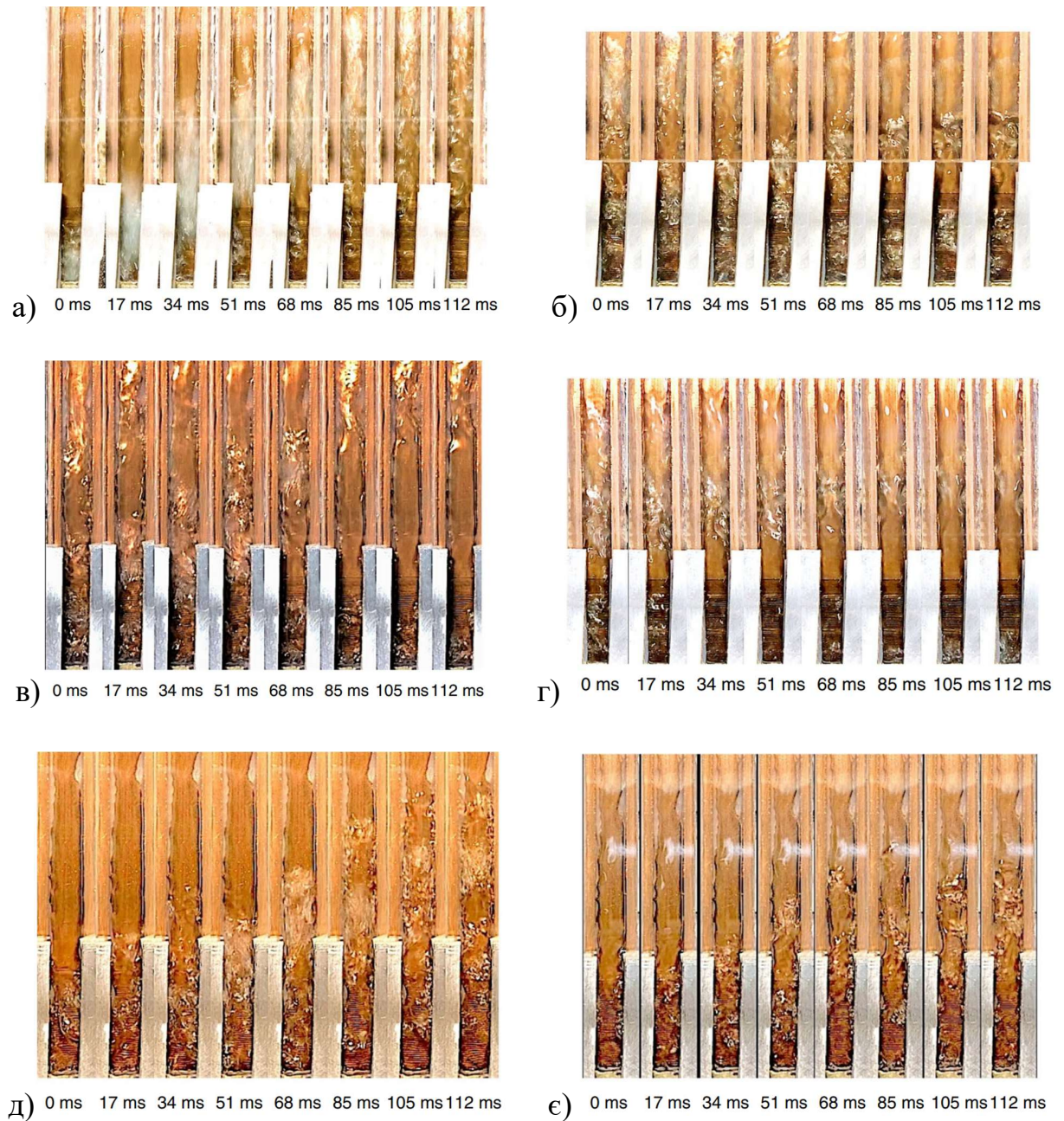
У плоскому термосифоні, розміщеному вертикально (рис. 2.18-а), випаровування супроводжувалося спіненням робочої рідини в наслідок активного зростання і відриву бульбашок пари за короткі проміжки часу. Іноді бульбашки пари агломеруються у парові хмари, що призводить на короткі періоди до майже повного висихання зони нагрівання. Коли кут нахилу плоского термосифону змінювався з 90° до 75° (рис. 2.18-б) інтенсивність процесів візуально мало змінюється. Можна помітити незначне зменшення висоти винесення робочої рідини за межі зони нагрівання в окремі моменти часу. Також було помічено, що час перебування робочої рідини поза робочою зоною дещо збільшився.

Зменшення кута нахилу до 60° (рисунок 2.18-в) призводить до видимого збільшення інтенсивності процесу. Більше того, робоча рідина виводиться із зони нагрівання далі в конденсатор.

Зміна процесів при зменшенні кута нахилу з 60° до 45° (рисунок 2.18-г) не має значних відмінностей. У загальному випадку, як і при попередніх змінах орієнтації, спостерігалось зменшення довжини виносу робочої рідини за межі зони нагрівання і збільшення часу її повернення. Збільшення часу повернення робочої рідини супроводжувалося зменшенням її кількості в зоні нагрівання.

Подальше зменшення кута нахилу плоского термосифону до 30° (рисунок 2.18-д) призводить до поступового видимого зниження інтенсивності утворення пари.

Важливий аспект утворення пари при більш малих кутах нахилу, ближчих до горизонтального положення (30° і 15°), полягає в тому, що відстань, на яку рідина переноситься паровими потоками, зменшується. Це можна пояснити меншою товщиною шару рідини над паровою бульбашкою.



а – кут нахилу термосифону 90° ; б – 75° ; в – 60° ; г – 45° ; д – 30° ; е – 15°
 Рисунок 2.18 – Процес активного кипіння у плоскому термосифоні з нарізною зоною нагріву

Тонкий шар рідини розривається раніше, ніж бульбашка (або агломерація бульбашок) перекриває весь перетин внутрішнього каналу, що запобігає

активному винесенню рідини на відміну від того, як це спостерігається в вертикальній трубі.

Ця особливість свідчить про те, що через збільшення кількості та швидкості парової фази утворюється відносно стабільний паровий канал. Однак цей паровий канал періодично блокується рідиною, частина якої повертається до зони нагрівання, що призводить до виведення частини рідини в конденсатор. Другим аспектом випаровування при куті нахилу 15° є помітне збільшення часу, за який рідина повертається до зони нагрівання. Після викиду більшої частини робочої рідини із зони нагрівання також спостерігається кипіння тонкої плівки (рисунок 2.18-є). Іншою важливою особливістю утворення пари у плоскому термосифоні з нарізним випарником при куті нахилу 15° є те, що робоча рідина не піниться, і процес візуально не виглядає таким інтенсивним, як при інших кутах нахилу.

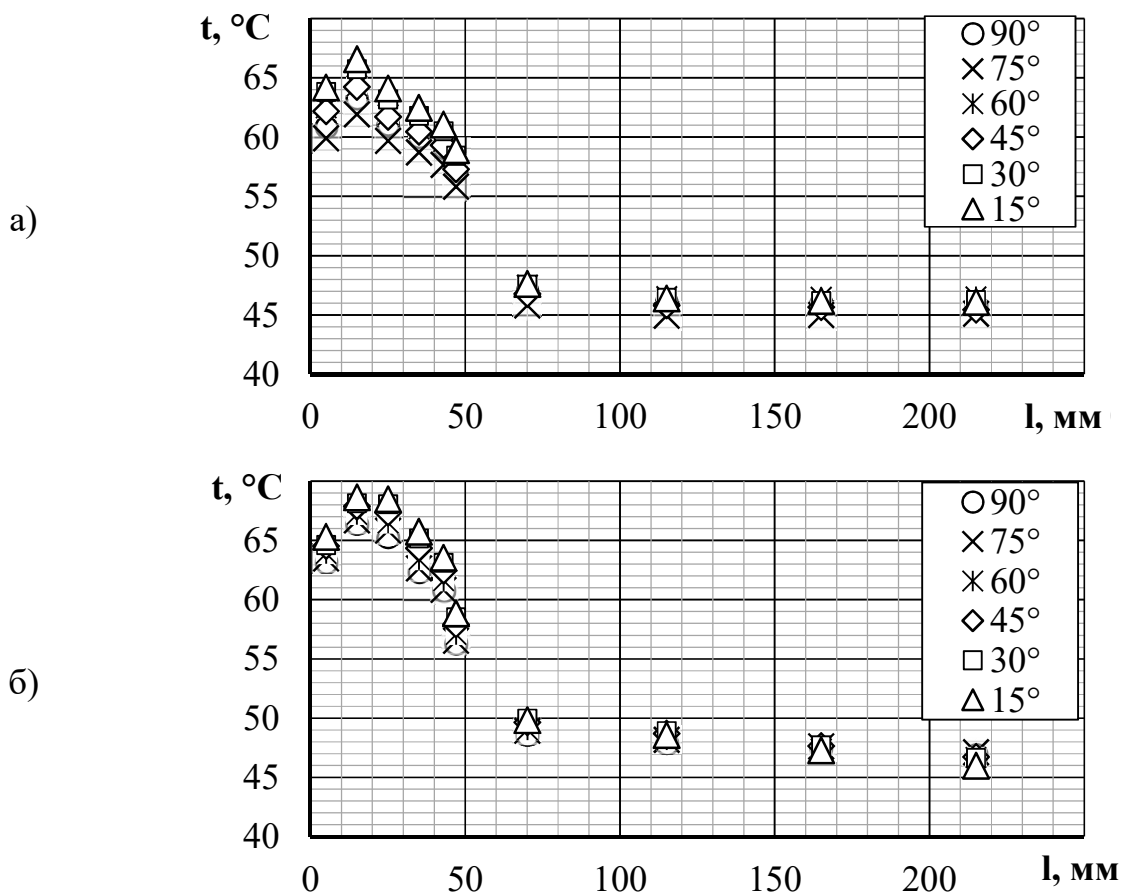
2.4 Теплові характеристики плоского термосифону з нарізним випарником в активному режимі кипіння та плоского термосифону без різьблення у випарній секції

Одночасно з візуальним спостереженням гідродинаміки утворення пари досліджено основні теплові характеристики плоского термосифону (розподіл температури вздовж корпусу плоского термосифону, середня температура у випарнику, термічний опір та коефіцієнти тепловіддачі) на експериментальному стенді представленому у п.2.3.1. Це дозволило отримати кількісні теплові характеристики плоского термосифону з нарізним випарником при різних кутах нахилу та порівняти їх з тепловими характеристиками без різьблення у випарнику.

Максимальна температура у стабільному тепловому режимі при потужності нагріву 50 Вт становила $66,6^\circ\text{C}$ з нарізним випарником і $68,6^\circ\text{C}$ без

різьблення у випарній секції при нахилі 15° . Однак, максимальне значення температури у випарнику плоского термосифону з нарізним випарником було на 2°C нижче, ніж у термосифону без різьблення.

Вплив кута нахилу на розподіл температури вздовж плоского термосифону показано на рис. 2.19.



а - нарізний випарник, б – гладка поверхня

Рисунок 2.19 – Розподіл температури по довжині плоского термосифону

Аналіз експериментальних даних, що представлено на рис. 2.18 показує, що найбільша температурна неоднорідність у плоскому термосифоні з нарізним випарником спостерігається у випарнику. Це пов'язано з короткою довжиною випарника та швидкою динамікою утворення пари у цій секції. Крім того,

найбільша температурна неоднорідність ($4,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $3,9\text{ }^{\circ}\text{C}$) спостерігається при менших кутах нахилу (15° та 30° відповідно). Температурна неоднорідність у конденсаторі є значно меншою, ніж у випарнику, і не перевищує $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ при всіх досліджуваних кутах нахилу.

У випадку термосифону без різьблення (рис. 2.19) температурна неоднорідність вздовж випарника також не перевищує 4°C і варіюється залежно від кута нахилу. Але у випарнику без різьблення температурна неоднорідність зменшується зі зменшенням кута нахилу. У конденсаторі температурна неоднорідність у цьому випадку є дещо більшою, ніж у випадку з нарізним випарником, особливо при горизонтальних нахилах.

З точки зору практичного застосування плоского термосифону важливо знати середню температуру у випарнику.

Залежність середньої температури у випарнику від кута нахилу показана на рис. 2.20. Аналіз даних показує, що в активному режимі кипіння і при потужності нагрівача 50 Вт орієнтація плоского термосифону в просторі в досліджуваному діапазоні кутів нахилу незначно впливає на середню температуру у випарнику (різниця між найвищими та найнижчими значеннями середньої температури становить лише 4,4% для термосифону без різьблення і 6,2% для термосифону з нарізним випарником). Середня температура у плоскому термосифоні з нарізним випарником варіюється від $60,1$ до $64,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Крім того, найнижчі значення температури спостерігалися при кутах нахилу 75° і 90° . Це вказує на те, що інтенсивність теплопередачі у зоні нагрівання збільшується зі збільшенням кута нахилу. Найвищі значення температури були зафіксовані при малих кутах нахилу (15° і 30°). Це може бути пов'язано з недостатнім поверненням робочої рідини при малих кутах нахилу через повільне повернення робочої рідини з конденсатора до випарника.

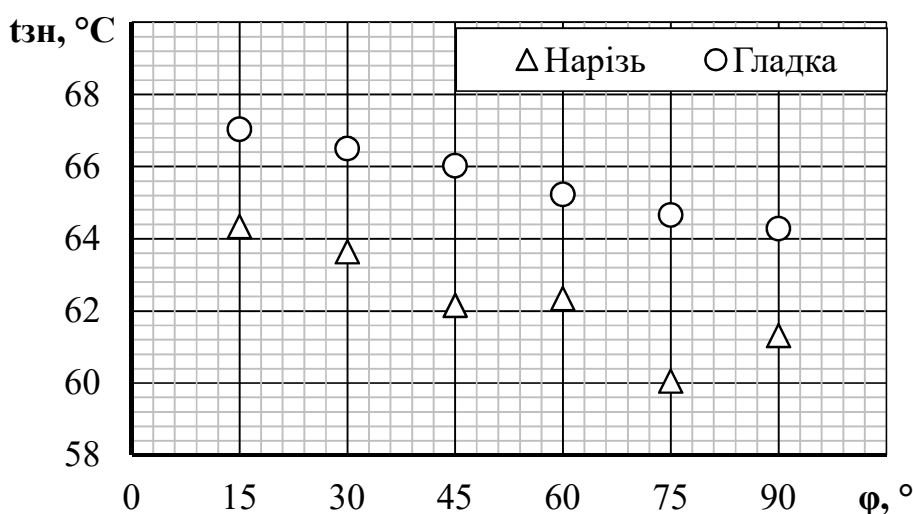


Рисунок 2.20 – Порівняння середньої температури зони нагріву для нарізного і гладкого випарника при зміні кута нахилу

Виявлені особливості залежності середньої температури у випарнику від кута нахилу мають важливе значення для практичного застосування плоских термосифонів.

У випадку термосифону без нарізного випарника зміна середньої температури у випарнику аналогічна, але температури вищі на 4,3...7,5%, залежно від кута нахилу.

Важливий тепловий параметр плоского термосифону — це його термічний опір.

На рис. 2.21 представлено залежності теплового опору від кута нахилу для плоского термосифону як з нарізним випарником, так і гладким, при потужності нагрівача 50 Вт. Аналіз показує, що при значенні кутів нахилу 75...90° термічний опір плоского термосифону з нарізним випарником досягає свого мінімального значення: найменші значення термічного опору (0,295...0,3) °C/Вт були зафіксовані при кутах нахилу 75°...90°, тоді як найбільший термічний опір 0,355 °C/Вт спостерігався при куті нахилу 15°, який є найближчим до горизонтального положення. Збільшення кута нахилу з 15° до 90° призводить до зменшення

теплового опору на 15,5% через інтенсифікацію теплогідравлічних процесів у тепловій трубі.

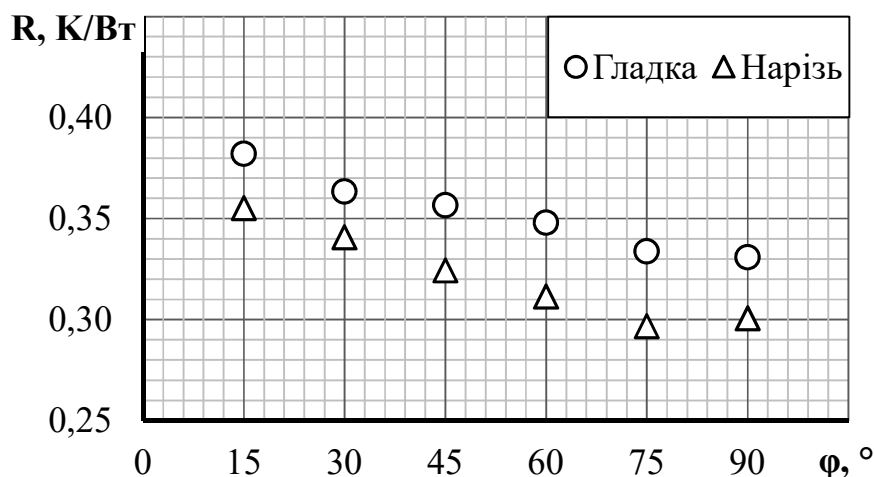


Рисунок 2.21 – Порівняння термічного опору для нарізного і гладкого випарника при зміні кута нахилу

Також можна зробити висновок, що термічний опір плоского термосифону без нарізного випарника є вищим, ніж у плоского термосифону з нарізним випарником при всіх кутах нахилу. При цьому перевищення термічного опору у ТС без нарізного випарника більш виражене, коли орієнтація близька до вертикальної. Таким чином, при кутах нахилу від 75° до 90° перевищення термічного опору теплової труби без нарізного випарника становить від 10% до 16,9%, тоді як при малих кутах нахилу до горизонту (від 15° до 30°) це перевищення становить від 7,3% до 7,6%.

Існуючі відмінності можна пояснити багатьма факторами, наприклад: різними конструктивними та геометричними параметрами, наявністю або відсутністю та типом модифікованої поверхні у випарнику, довжиною адіабатичної секції, типом робочих рідин, коефіцієнтом заповнення та умовами охолодження конденсатора.

Визначено коефіцієнти тепловіддачі у зоні випаровування при різних кутах нахилу до горизонту як для плоского термосифону з нарізним випарником, так і для термосифону без нарізного випарника при потужності нагрівача 50 Вт (рис. 2.22). Аналіз представлених даних показує, що інтенсивність теплопередачі у випарнику з нарізною при всіх кутах нахилу значно вища.

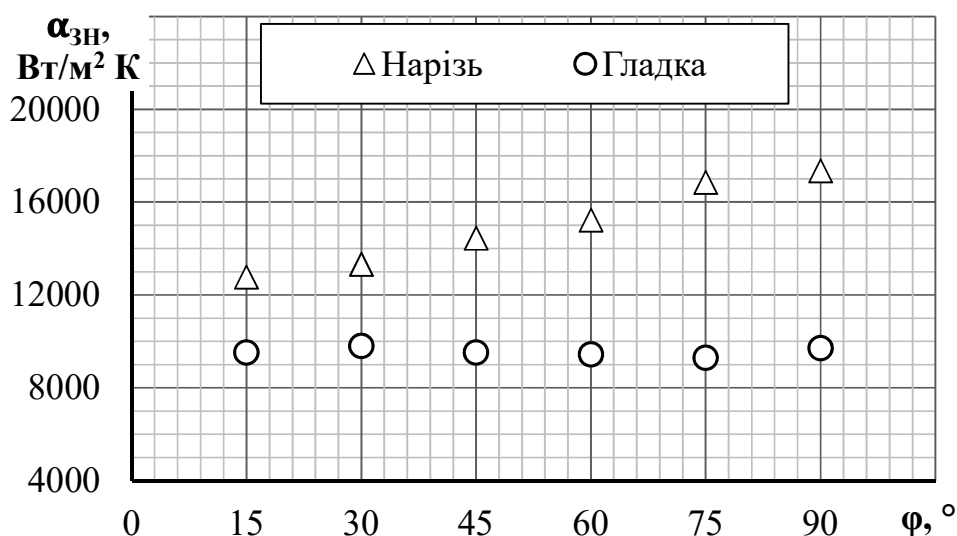


Рисунок 2.22 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі у зоні нагріву плоского термосифону при постійній потужності 50Вт від зміни кута нахилу

Характер зміни коефіцієнтів тепловіддачі у випарнику при зміні кута нахилу для плоского термосифону з різьбленням та без різьблення у випарнику є різним. При збільшенні кута нахилу з 15° до 90° коефіцієнт тепловіддачі у випарнику з нарізним випарником збільшується приблизно на 35,4% (з 12,7 до 17,2 кВт/(м²·К)), тоді як у плоскому термосифоні без нарізного випарника зміна кута нахилу практично не впливає на коефіцієнт тепловіддачі при кипінні, який знаходиться на рівні (9,2...9,7) кВт/(м²·К).

2.5 Висновки до розділу 2

У другому розділі представлено результати аналізу літературних джерел, що присвячені теоретичним відомостям та результатам досліджень процесів, які протікають у двофазних системах різної конфігурації.

Також у розділі представлено опис експериментального стенду та методика проведення експериментальних досліджень для візуалізації процесів у двофазному плоскому термосифоні. Візуалізація гідродинаміки у гладкому термосифоні дозволяє більш детально дослідити та проаналізувати процеси, що відбуваються під час його функціонування. Також представлено результати експериментального дослідження впливу кута нахилу на інтенсивність випаровування у плоскому термосифоні з нарізним випарником.

Аналіз отриманих результатів показав наступне.

1. Візуальні спостереження показали, що інтенсивність процесів випаровування залежить від кута нахилу плоского термосифону. Найвища інтенсивність спостерігалася при кутах нахилу від 75° до 90° .
2. Найнижчі значення термічного опору для плоского термосифону з нарізним випарником ($0,295 \dots 0,3 \text{ } ^\circ\text{C/Wt}$) спостерігаються при кутах нахилу $75 \dots 90^\circ$, що свідчить про високу ефективність теплопередачі в цих умовах.
3. Порівняння теплових характеристик показало, що плоский термосифон з нарізним випарником має кращі показники продуктивності, ніж аналогічний термосифон без різьблення у випарнику. Зокрема, коефіцієнти тепловіддачі у випарнику були на 35,4% вищими для ГРТТ з нарізним випарником.
4. Найвищі значення середньої температури у випарнику спостерігалися при малих кутах нахилу (15° і 30°), що свідчить про вплив орієнтації на інтенсивність тепловіддачі.
5. Аналіз отриманих результатів свідчить, що плоский термосифон з нарізним випарником має вищу теплову ефективність, ніж аналогічний термосифон без

різьблення у випарнику. Основні теплові параметри, такі як термічний опір та коефіцієнти тепловіддачі, вказують на кращу продуктивність нарізного випарника при різних кутах нахилу. Це свідчить про те, що плоскі термосифони з нарізним випарником можуть бути більш ефективними у системах охолодження електроніки, особливо при вертикальних або близьких до вертикальних положеннях.

РОЗДІЛ 3 ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛООБМІНУ В ПЛОСКОМУ ТЕРМОСИФОНІ З НАРІЗНИМ ВИПАРНИКОМ З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОЗВИТКУ ТЕПЛОВОГО ПОГРАНИЧНОГО ШАРУ

3.1 Розвиток і параметри пограничного шару в умовах теплообміну

Пограничний шар є одним із фундаментальних понять у гідродинаміці, що визначає поведінку в'язкої рідини або газу біля поверхні твердого тіла. Ця область простору характеризується суттєвим градієнтом параметрів, що виникає внаслідок дії в'язкісних сил та взаємодії потоку з поверхнею.

Дослідження пограничного шару є критично важливим для широкого спектра інженерних і наукових застосувань. Визначення параметрів цього шару дозволяє прогнозувати процеси втрати енергії в потоці, формування відривних течій, а також оптимізувати конструкції транспортних засобів та енергетичних систем.

Таким чином, дослідження пограничного шару має не лише теоретичне значення, але й важливі практичні наслідки, що визначають ефективність аеродинамічних, гідродинамічних та енергетичних процесів.

Формування пограничного (примежового) шару визначається низкою фізичних факторів, які впливають на його структуру та динаміку. Основними параметрами, що визначають поведінку пограничного шару, є швидкість потоку, в'язкість середовища, геометрія поверхні, температурні градієнти та градієнти тиску [45]. Взаємодія цих факторів визначає перехід між ламінарним і турбулентним режимами течії, що, своєю чергою, суттєво впливає на процеси теплообміну.

Режим течії в пограничному шарі залежить від швидкості потоку та числа Рейнольдса, яке є критерієм визначення границі між ламінарним та турбулентним станами. В умовах низьких значень цього параметра потік залишається

впорядкованим, тоді як при високих значеннях спостерігається розвиток турбулентних структур, які значно підвищують інтенсивність теплообміну через активне перемішування частинок середовища. В'язкість рідини або газу відіграє ключову роль у формуванні пограничного шару, оскільки визначає рівень внутрішнього тертя між шарами потоку [45].

Одним із важливих чинників є геометрія поверхні. Гладкі поверхні сприяють збереженню ламінарного режиму, тоді як шорсткі викликають локальні збурення, що прискорюють перехід у турбулентний стан. Гідродинамічні процеси в пограничному шарі та теплообмін тісно взаємопов'язані. Турбулентність суттєво посилює теплопередачу, тоді як ламінарний потік сприяє більш рівномірному, але менш ефективному теплообміну.

Температурний градієнт також впливає на структуру пограничного шару, оскільки зміни температури змінюють фізичні властивості середовища, зокрема в'язкість і густину.

Тепловий потік, що проходить через поверхню, модифікує структуру пограничного шару, впливаючи на його товщину та інтенсивність теплопередачі. Визначальним параметром тут є число Нуссельта, що характеризує ефективність теплообміну. Його значення суттєво зростає при турбулентних течіях, що пояснюється підвищеним впливом конвективного перенесення тепла.

Граничні умови підведення теплоти відіграють ключову роль у формуванні пограничного шару, оскільки визначають характер термічних і гідродинамічних процесів, що відбуваються поблизу поверхні. Зміна температури стінки впливає на розподіл температурного поля в потоці, змінює фізичні властивості середовища та може призводити до суттєвих змін у структурі течії. Основними факторами, що визначають вплив граничних умов, є тип теплового навантаження, температурний градієнт у рідині чи газі, а також особливості теплообміну між потоком і поверхнею.

Якщо температура поверхні відрізняється від температури потоку, виникає температурний градієнт, який зумовлює перенесення тепла від більш гарячої області до холоднішої. Це призводить до змін густини та в'язкості середовища, що, у свою чергу, впливає на гідродинамічну структуру пограничного шару.

У класичній постановці задачі з рухомою рідиною чи газом при рівномірному підведенні теплоти або підтриманні сталої температури поверхні пограничний шар набуває передбачуваної структури, оскільки градієнт температури залишається постійним уздовж поверхні (рис.3.1). В цьому випадку зміни в'язкості та теплопровідності відбуваються рівномірно, що дозволяє контролювати теплообмінні характеристики системи. Якщо ж тепловий потік варіюється вздовж поверхні, наприклад, через нерівномірне нагрівання або локальні джерела тепла, можуть виникати складні температурні поля, що спричиняють локальне порушення ламінарності, утворення вихорів та навіть відриви пограничного шару.

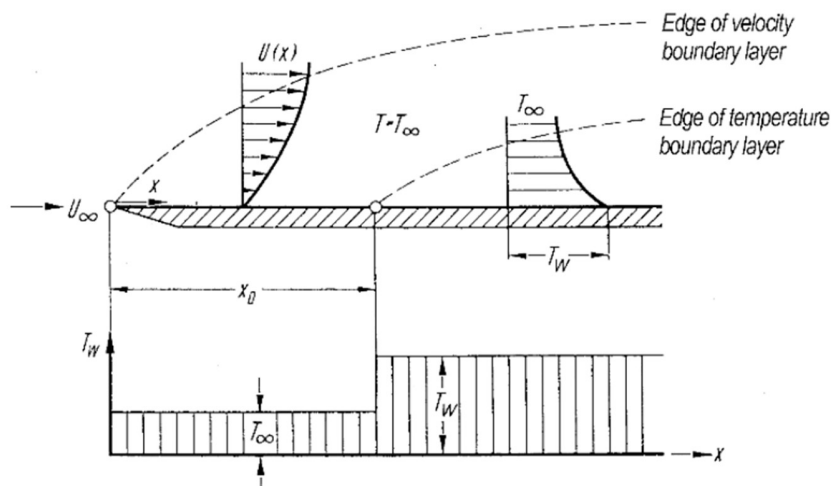


Рисунок 3.1 – Схема утворення теплового і гідродинамічного пограничного шару [45]

Таким чином, граничні умови підведення теплоти визначають взаємодію між гідродинамічними та тепловими характеристиками пограничного шару,

впливаючи на його товщину, режим течії, процеси теплообміну та загальну ефективність енергетичних систем. Врахування цих факторів є критично важливим при аналізі результатів досліджень, чи конструюванні нових систем, що пов'язані з рухом рідини чи газу.

Тим не менш, у рідкій фазі двофазного термосифону на етапі початку функціонування основним механізмом руху рідини являється не вимушена конвекція, а природня. У класичній постановці задачі конвективного теплообміну на вертикальній стінці в умовах вільної конвекції закладаються граничні умови першого роду, що фіксує постійну температуру стінки та вільний доступ теплоносія з усіх сторін (рис. 3.2).

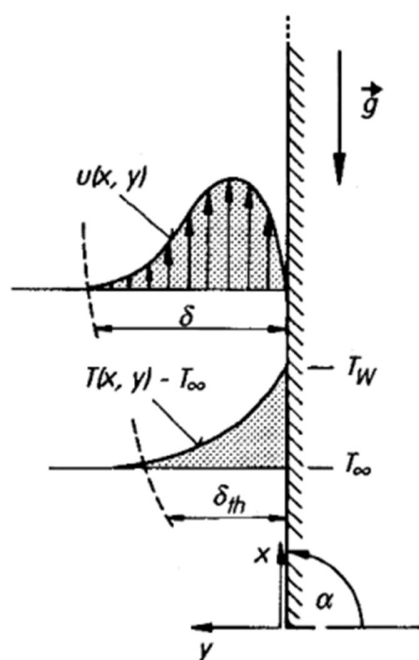


Рисунок 3.2 – Схема зміни швидкості та абсолютної температури у пограничному шарі біля нагрітої плоскої вертикальної пластини в умовах вільної конвекції [45]

Критичним параметром у контексті формування температурного градієнту є число Прандтля, що визначає співвідношення між молекулярним перенесенням

імпульсу та тепла. На рис. 3.3 показано вплив зміни значень числа Прандтля на товщину та градієнт температури у тепловому пограничному шарі в умовах вільної конвекції на вертикальній нагрітій пластині.

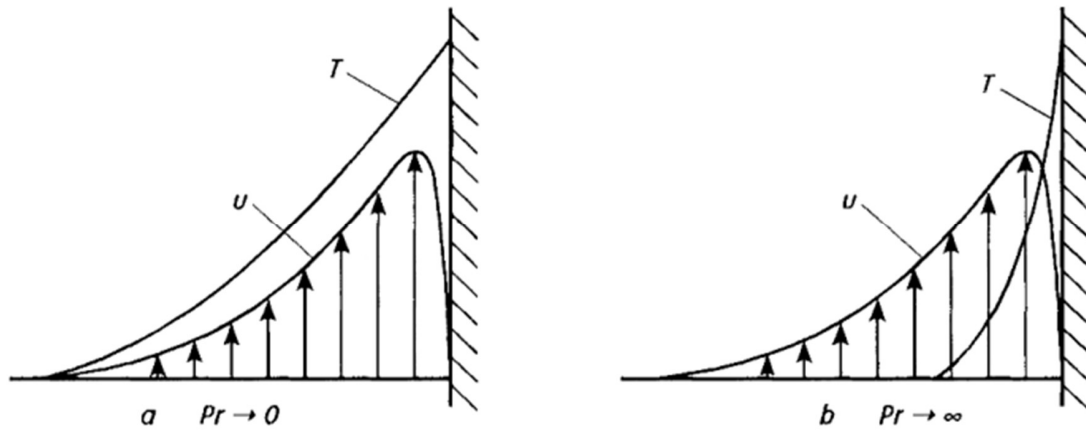


Рисунок 3.3 – Вплив числа Прандтля на форму та розмір теплового пограничного шару [45]

Таким чином можна побачити, що товщина гідродинамічного шару в умовах роботи термосифону може бути значно більшим, ніж його тепловий пограничний шар. Оскільки для рідкої фази, наприклад, для етилового спирту при температурі від 20 до 80 градусів знаходиться у діапазоні від 17 до 9 – можна констатувати, що товщина теплового пограничного шару буде меншою, ніж гідродинамічного.

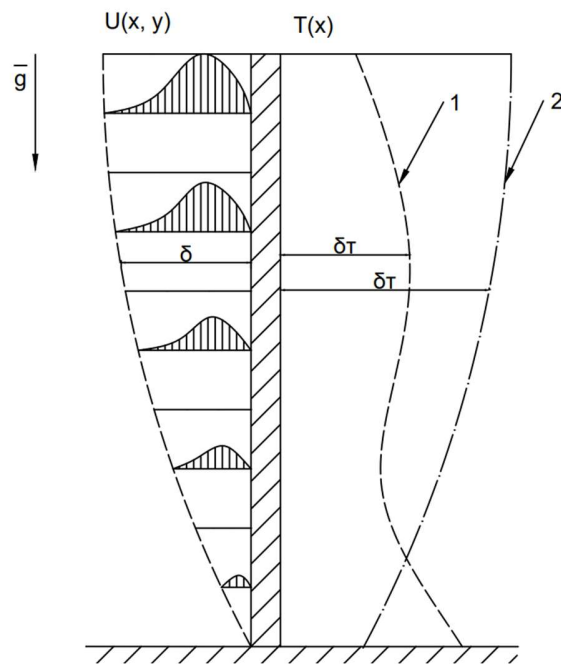
3.2 Гіпотеза формування теплового пограничного шару в умовах функціонування термосифону

В умовах функціонування двофазних термосифонів формування теплового пограничного шару не може бути напряму інтерпретовано як процеси в умовах вільного доступу теплоносія до нагрітої стінки (рис.3.4 – крива 2, [46]). В

класичній постановці задачі формування теплового пограничного шару тісно пов'язано з існуючими параметрами набігаючого потоку на пластину. В умовах же двофазної системи накладаються додаткові обмеження, а саме: рух рідини спричинений зміною густини теплоносія і появою Архімедової сили виштовхування, крім того значний специфічний вплив вносять граничні умови підводу теплоти, а саме постійний підвід теплового потоку, що впливає як на формування теплового пограничного шару, так і на гідродинаміку в об'ємі рідкої фази.

Для пояснення специфіки формування теплового пограничного шару та умов його формування була висунута гіпотеза, що в нижній частині зони нагріву утворюється локальна область перегріву, оскільки підведений тепловий потік не може ефективно відводитись теплоносієм. Зі збільшенням висоти і, відповідно, збільшенням швидкості руху теплоносія, температура у пограничному шарі буде знижуватись, оскільки збільшується інтенсивність охолодження стінки за рахунок омивання теплоносієм (конденсатом). Після чого буде спостерігатись класичне наростання теплового пограничного шару. Але у верхній частині зони нагріву за рахунок інтенсивного руху теплоносія і додаткового перемішування (або утворення першого рухомого «язика» об'єму рухомої рідини) температура знову буде знижуватися, товщина пограничного шару буде зменшуватись. Відповідний профіль температурного поля представлено на рис. 3.4, крива 1

Зважаючи на це, актуальною проблемою є дослідити формування теплового пограничного шару в умовах функціонування термосифону, що зумовлює необхідність пошуку ефективних підходів до проведення експерименту.



1 – висунута гіпотеза про формування теплового пограничного шару, 2 – тепловий пограничний шар представлений в літературі [46]

Рисунок 3.4 – Профілі гідродинамічного та теплового пограничних шарів в умовах вільної конвекції при граничних умовах другого роду ($q = \text{const}$)

Таким чином головною метою є вперше вивчити тепловий пограничний шар, його формування та розвиток у двофазному термосифоні.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі завдання:

1. Знайти підходящий метод для такого роду дослідження
2. Розробити і створити експериментальний стенд для проведення дослідження
3. Виконати серію експериментів для отримання якісних характеристик формування теплового пограничного шару в термосифоні
4. Висвітлити та проаналізувати протікаючі процеси та виявити наслідки, які з них випливають
5. Знайти практичне застосування отриманим результатам і пояснити їх з точки зору глибокого розуміння фізики процесу

3.3 Тіньовий метод для дослідження теплового пограничного шару в газах і рідинах

Для перевірки висунутої гіпотези було обрано відомий експериментальний метод непрямого вимірювання на основі оптичних ефектів, а саме тіньовий метод [47].

Оптичний тіньовий метод є одним із найбільш ефективних неруйнівних методів дослідження теплового пограничного шару в газах і рідинах. Він заснований на візуалізації градієнтів показника заломлення, які виникають у середовищі через неоднорідний розподіл температури. Метод широко використовується в аеродинамічних, гідродинамічних і теплотехнічних дослідженнях для аналізу температурних полів у пограничному шарі, визначення структури конвективних потоків і локалізації областей теплообміну.

Тіньовий метод базується на взаємодії світлового променя з середовищем, в якому відбувається зміна температури, що спричиняє варіації показника заломлення. Коли світло проходить через область з неоднорідним температурним полем, промені заломлюються залежно від локального градієнта температури. Це викликає відхилення напрямку поширення світла та зміну його інтенсивності на екрані або в оптичному приймачі. Візуалізована картина (тіньовий знімок) містить інформацію про розподіл градієнтів температури, що дає змогу визначити структуру теплового пограничного шару. [47].

Загальний принцип формування зображення представлено на рис. 3.5

точності цей метод широко застосовується в експериментальній аеродинаміці, гідродинаміці та термофізичних дослідженнях, сприяючи розумінню механізмів теплопередачі в пограничному шарі.

У літературі широко представлено різноманітні дослідження, у тому числі і тіньовими методами, по формуванню теплових пограничних шарів у різноманітних умовах: як вимушеної, так і вільної конвекції.

Наприклад, у роботі [48] проілюстровано велика кількість інтерференційних картин у різноманітних умовах при конвективному теплообміні. При цьому, у літературі досі не представлено формування пограничного шару в умовах обмеженого доступу теплоносія до низу пластини. Переважна більшість досліджень присвячена визначенню формування пограничних шарів на умовно нескінченній пластині з вільним доступом теплоносія. Крім того, автори різноманітних досліджень переважно використовують граничні умови першого роду і забезпечують лише постійну температуру стінки, що в умовах функціонування двофазних систем є некоректним.

Для проведення дослідження формування пограничного шару в умовах функціонування двофазних систем було спроектовано та виготовлено експериментальний стенд для дослідження формування теплового пограничного шару тіньовим методом: з умовно короткою зоною нагріву, та забезпеченням нагріву на базі граничних умов другого роду (постійного підводу теплового потоку).

3.4 Дослідження формування пограничного шару в умовах функціонування двофазних систем

3.4.1 Опис установки та робочої ділянки

Експериментальний стенд (рис. 3.6) являє собою цільну повздовжню направляючу з верстатного алюмінієвого профіля, на якій послідовно встановлені на рухомих каретках-опорах наступні елементи:

- джерело світла 1 (світлодіодний ліхтар потужністю 10Вт);
- обмежуючий екран з вмонтованою регульованою діафрагмою 2, необхідний для формування точкового джерела світла та створення умовно паралельних потоків світла;
- фото-відеокамери 3 з регульованою світлочутливістю;
- робоча ділянка 4, що являє собою спектрографічну плоскопаралельну кювету з оптичного скла для уникнення некоректності зображення, та білого проекційного екрану з матовим покриттям для уникнення відбивання та зайвого засвітлення проекційного зображення.

Тепловий потік в робочу ділянку подавався за допомогою резистивного нагрівача, потужність якого контролювалась лабораторним блоком живлення.

Крім того, додатково встановлювався блок на штативі, що створював додаткову тінь вздовж проекційного зображення для покращення контрастності огинаючого потоку променів на екран і більш чіткої фото-відео фіксації (на рис. 3.6 не представлено)

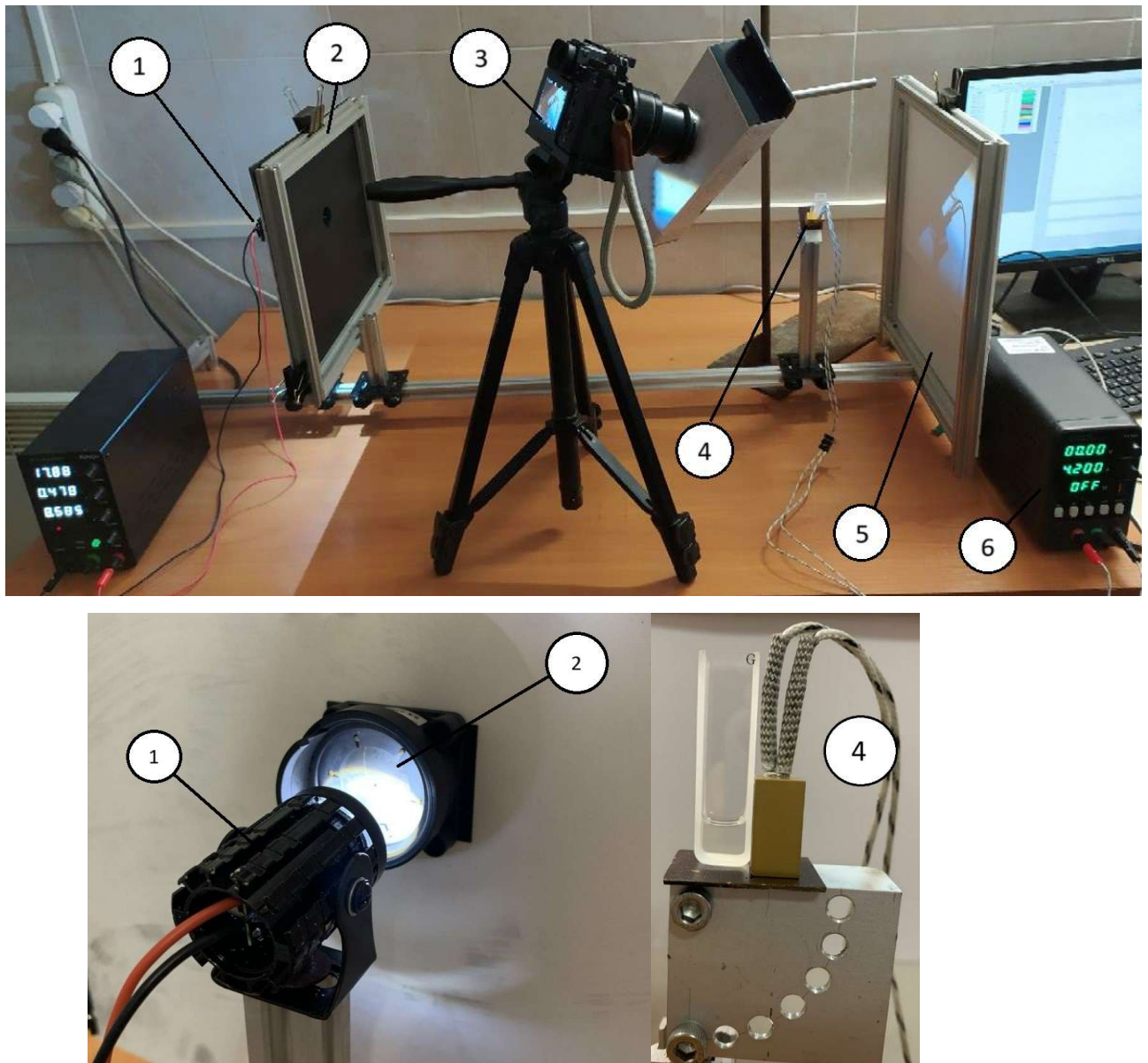


Рисунок 3.6 – Вигляд експериментального стенду для дослідження теплового пограничного шару тіньовим методом

Робоча ділянка складається з декількох елементів: прозорої спектрографічної кювети з оптичного скла висотою 45мм, електронагрівача висотою 20мм, та поворотної платформи з дискретною зміною кута нахилу експериментального зразку.

Електронагрівач фіксується до платформи через теплоізоляційну текстолітову проставку, що необхідно для зменшення впливу прогріву платформи на зображення теплового пограничного шару, який формується на стінці.

Крім того, під час проведення експериментів протилежна сторона кювети, яка не нагрівалась, була додатково теплоізована блоком теплової ізоляції (на рис. 3.6 не показано), а забезпечення рівномірного теплового контакту було забезпечено методом шліфування поверхні нагрівача, та використання тонкого шару теплопровідної пасти між кюветою та нагрівачем.

3.4.2 Методика проведення дослідження

Експеримент проводиться у кімнаті без додаткових джерел світла, окрім основного світлодіодного ліхтаря.

Робоча ділянка встановлюється при фіксованому куті нахилу. У кювету заливається етиловий спирт на максимально можливий рівень, для уникнення крайових ефектів біля поверхні розділу фаз рідина-повітря.

Встановлюється відеокамера, на якій налаштовується відповідна витримка та розкриття діафрагми для отримання найбільш чіткого світлового зображення з проекційного екрану.

Після того, як залита рідина у кювету приймає стабільний стан, тобто зникають будь-які рухомі збурення після заливання теплоносія, вмикається лабораторний блок живлення і починається поступове подання теплового навантаження на імітатор теплового потоку. Такий вид подачі теплового навантаження необхідний для більш детального фіксування та деталізації динаміки утворення теплового пограничного шару.

У цей час проводиться фото-відео фіксація процесів, що відбуваються при наростанні теплового пограничного шару.

При досягненні потужності нагрівача у 20Вт подальше збільшення потужності припиняється. Такі обмеження обумовлені властивостями спектрографічної кювети, яка при значному градієнті температур у корпусі руйнується.

При постійній потужності у 20Вт зйомка відбувається доти, поки не зникають видимі зміни у формуванні пограничного шару на проекційному екрані. Саме цей момент вважається стаціонарним режимом і зйомка зупиняється, вимикається нагрів.

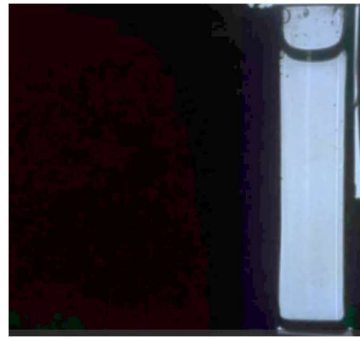
Після чого змінюється кут нахилу на поворотній основі робочої ділянки і очікується повне остигання усієї робочої ділянки до кімнатної температури, для уникнення спотворень зображення під час наступного етапу зйомки при іншому куті нахилу.

Після проведення серії експериментів при різних кутах нахилу, отриманий відеоматеріал додатково обробляється у відеоредакторі для більш чіткого отримання висвітленого фронту теплового пограничного шару за рахунок зміни освітленості, експозиції та балансу білого. Таке редагування не впливає на якісну картину отриманого результату, але дозволяє більш детально проаналізувати отримані дані.

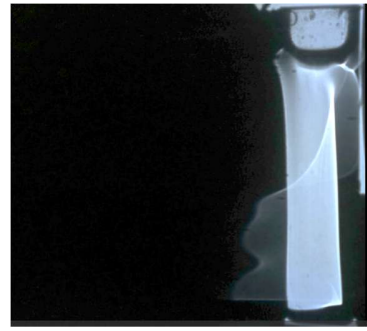
3.4.3 Результати візуалізації та їх аналіз

У результаті проведення серій експериментальних досліджень отримувались відповідні якісні картини динамічного формування теплового пограничного шару. Під час кадрування обиралися ключові характерні картини динамічного процесу.

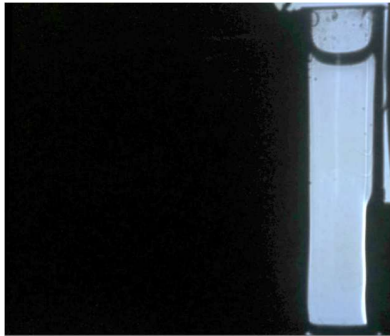
На рис. 3.7 представлено формування теплового пограничного шару при вертикальній орієнтації експериментальної кювети.



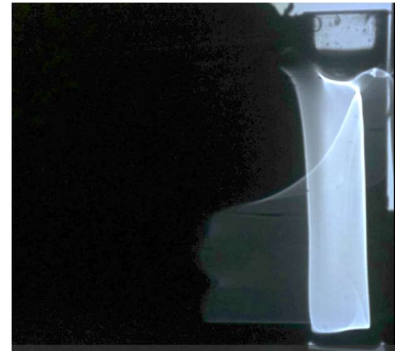
1



5



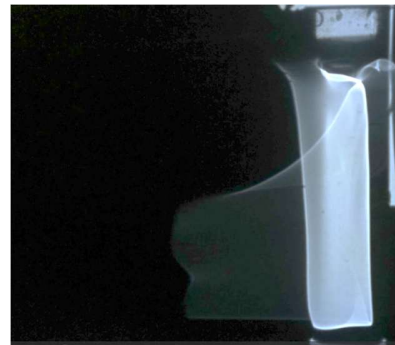
2



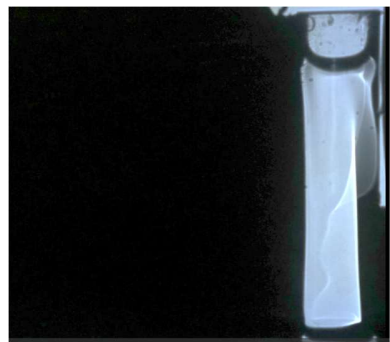
6



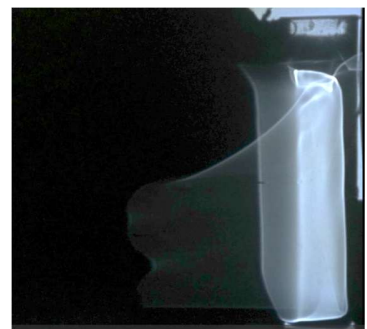
3



7



4



8

Рисунок 3.7 – Оптична візуалізація формування динамічного теплового пограничного шару

На 1 стадії представлено загальний вигляд зображення без підведеного теплового потоку. На рисунку видно загальне співвідношення загальної висоти кювети до зони нагріву (права частина).

На стадії 2 подано теплову потужність і починається утворення пограничного шару. При цьому рух теплоносія біля стінки відсутній, хоча візуально спостерігається затемнена область повного віддзеркалення світла і акустично висвітлена площа.

На 3 стадії над зоною нагріву утворюється перший рухомий моль рідини, що завдяки силі Архімеда і різниці густин починає рух до верхньої частини кювети. Крім того, можна спостерігати, що висвітлений фронт, який показує розподіл температури по висоті зони нагріву, приймає вигнуту форму. При цьому, найбільший перегрів рідини відбувається у зоні при дні кювети. Це свідчить про те, що робоча гіпотеза про формування теплового пограничного шару у заданих умовах є вірною.

На 4 стадії утворений рухомий моль рідини досягає верхньої межі розділу фаз рідина-повітря і розпочинає опускний рух, охолоджуючись від протилежної від нагріву стінки. При цьому, вже більш явно помітний перегрів нижньої частини пограничного шару. Утворений профіль пояснюється тим, що нижня частина рідини все ще нерухома, або ж малорухома, що призводить до зниження інтенсивності відведення теплоти від стінки. Подальший перегин по висоті свідчить про те, що пограничний шар при наростанні не досяг великої товщини, але при цьому рух рідини дозволяє відводити теплоту від стінки і температура знижується. Наступне зростання товщини пограничного шару тісно пов'язане зі збільшенням температури, що зменшує інтенсивність відводу теплоти.

На 5 стадії можна побачити найбільший градієнт температури по висоті зони нагріву. Крім того, варто відмітити, що дно кювети додатково прогрівається за рахунок теплопровідності, таким чином утворюючи перегріту область у кутку посудини. У двофазних системах, імовірно, саме ця точка є зоною утворення

перших парових бульбашок, що призводить до активного утворення гейзер-ефекту та інтенсивного винесення теплоносія у зону охолодження.

На 6 стадії рухомий моль рідини, що утворився ще на 3 стадії, пройшовши повний цикл руху по об'єму кювети, досягає знову нижньої частини посудини. Про це свідчить практично вирівнювання профілю температури, а також динамічна картина руху рідини, що фіксується під час проведення експерименту.

На 7 та 8 стадії видно наслідок підтоку більш холодної рідини до нижньої частини кювети. Таким чином, рухомий моль рідини, що виник на 3 стадії, пройшовши цикл руху по кюветі, утворює так названий постійно рухомий вихор, що стабілізує загальну гідродинамічну складову усієї рідини і теплову картину пограничного теплового шару.

При зміні кута нахилу експериментального зразку, під час стадій 3-4 утворений моль рідини не «прилипає» до стінки кювети, а розташовується на деякій відстані від кінця зони нагріву (рис. 3.8). Всі інші стадії при незначній зміні орієнтації лишаються близькими до вертикального положення, тому окремо не представлені.



Рисунок 3.8 – Формування теплового пограничного шару. Кут нахилу 75°
(4 стадія)

При подальшій зміні кута нахилу, під час 3 та 4 стадій спостерігається утворення не одного рухомого молю рідини, а декількох, що направлені в різні сторони (рис. 3.9).



Рисунок 3.9 – Формування теплового пограничного шару. Кут нахилу 60° (4 стадія)

Таке розгалуження може бути спричинене додатковим гідродинамічним опором першого молю рухомої рідини, який не може прийняти більшу кількість енергії руху, що утворюється внаслідок дії підйомної сили за рахунок зміни густини.

Крім того, енергія руху вихорів при куті нахилу 60° викликає більше збурень опускної частини рідини. Це призводить до утворення хвильового ефекту на більш пізніх стадіях формування пограничного шару. Даний ефект продемонстровано на рис. 3.10.

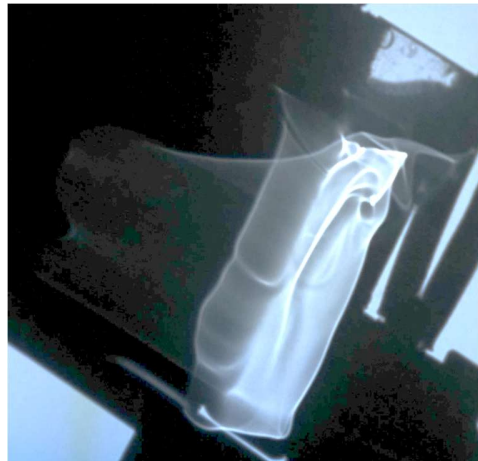


Рисунок 3.10 – Хвильовий ефект опускного руху рідини на стадіях 7,8.

Кут нахилу 60°

При зменшенні кута нахилу до 45° на 4 стадії над зоною нагріву утворюється перегріте ядро рідини (рис. 3.11). Його утворення може пояснюватись створенням зустрічного виходу біля холодної стінки над зоною нагріву.



Рисунок 3.11 – Утворення перегрітого ядра на 4 стадії формування.

Кут нахилу 45°

Таким чином, рух рідини всередині кювети організовується як мінімум двома вихорами: один з яких рухається проти годинникової стрілки вздовж стінки на якій відсутній нагрів, а другий – за годинниковою стрілкою над зоною нагріву.

Таке формування різнонаправлених вихорів спричиняє на пізніх стадіях активне перемішування рідини, що призводить до утворення хвильового ефекту вже не тільки по опускній частині, але й вздовж утвореного теплового пограничного шару (рис. 3.12)



Рисунок 3.12 – Пізні стадії формування пограничного шару.

Кут нахилу 45°

Кут нахилу 45° можна вважати умовно критичним для таких умов при коротких зонах нагріву, оскільки саме з нього візуально спостерігається розподіл маси рідини на дві зони різнонаправленого руху і утворення двох вихорів.

Подальше зменшення кута нахилу до 30° та 15° демонструє, що утворений моль рухомої нагрітої рідини розділяє зони між собою все більше (рис. 3.13).

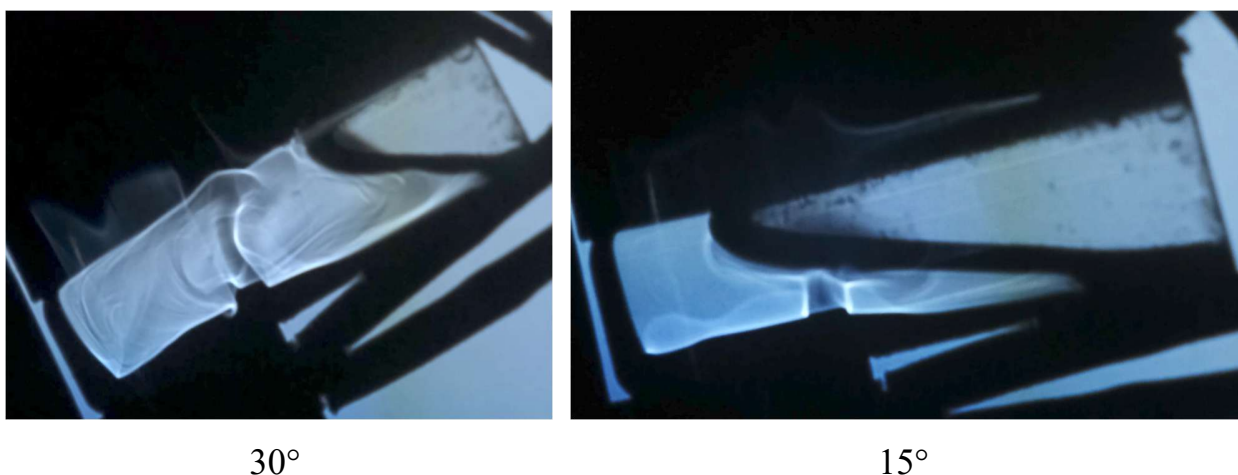


Рисунок 3.13 – Формування відносно ізольованих зон руху рідини

Крім того, при куті нахилу 15° рухомий моль рідини, що поділяє загальний об'єм на дві зони, приймає участь у розриві пограничного шару, оскільки формується ще у зоні нагріву (рис. 3.14).

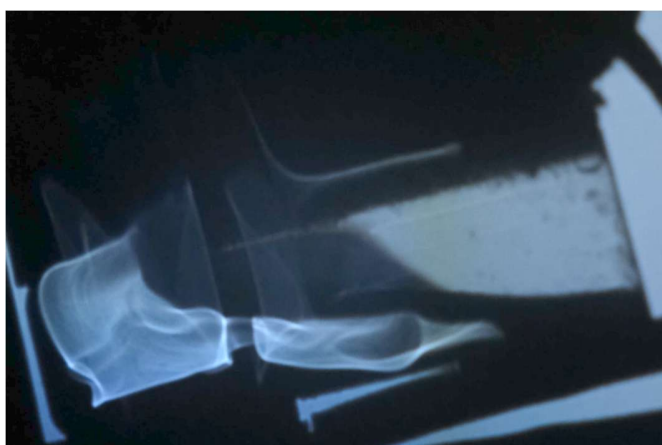


Рисунок 3.14 – Розгалужений тепловий пограничний шар при малому куті нахилу (15°)

Отримані результати з візуалізації гідродинаміки та окремих досліджень з формування теплового пограничного шару показали, що для оптимізації та підвищення ефективності роботи термосифону можна використати випарник з неповним нанесенням інтенсифікатору.

Такий висновок виходить з того, що найбільший градієнт і зміна параметрів робочої рідини відбувається у придонній області термосифону. З цього також слідує пояснення гейзер-ефекту, а також стартові режими роботи двофазного термосифону.

Саме таке формування пограничного шару пояснює утворення перших вибухоподібних парових бульбашок, що виносять у зону конденсації значну частину робочої рідини.

Виходячи з отриманих результатів оптичної візуалізації розвитку пограничного шару доцільно провести серію експериментальних досліджень по визначенню оптимальної висоти інтенсифікатора у зоні нагріву.

3.5 Аналіз результатів дослідження впливу висоти інтенсифікатора у випарнику на теплову ефективність термосифону

Теплові характеристики ТС (табл.3.1) досліджувалися експериментально в умовах вимушеної конвекції при зміні висоти інтенсифікатора (нарізі) у зоні випаровування від 29 до 100% відносно загальної довжини нагріву (рис. 3.15) , а також без нарізі та зміні теплового навантаження від 5 Вт до 150 Вт (табл. 1.2).

Таблиця 3.1 – Параметри робочих ділянок (термосифонів)

Номер робочої ділянки	Крок нарізі, мм	Висота нарізі, мм	Співвідношення до довжини ЗН
1	0,5	10	29%
2	0,5	20	57%
3	0,5	30	85%
4	0,5	35	100%
5	гладка	-	-

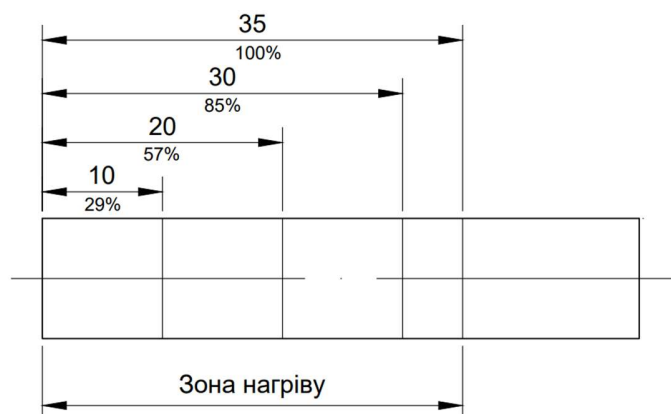
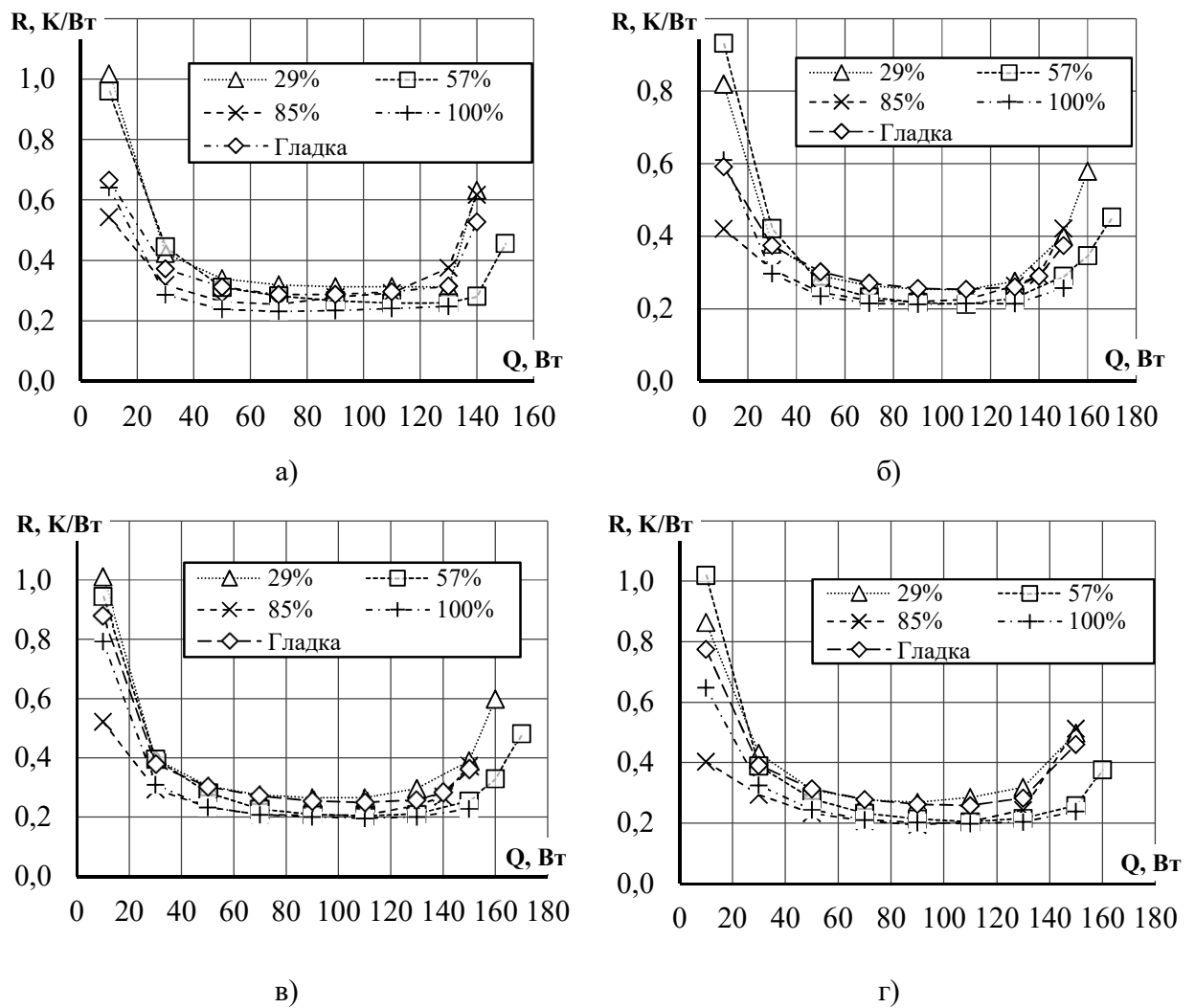


Рисунок 3.15 - Схематичне зображення співвідношення довжин інтенсифікатора відносно загальної довжини зони нагріву

Експериментальна установка та робоча ділянка описані у п.1.2.1. Параметри робочої ділянки приведено у табл. 1.2. У якості теплоносія використовувався фреон R141. Схема розташування термодар представлена на рис. 1.7-в. Методики проведення експериментальних досліджень та обробки експериментальних даних представлено у п.п. 1.2.3 та 1.2.4.

Результати експериментальних досліджень представлені на рис.3.16 у вигляді залежності термічного опору термосифона R (К/Вт) від підведеного теплового потоку Q (Вт) для різних кутів нахилу (90° , 60° , 30° , 15°) та різних модифікованих (з наріззю) поверхонь у зоні випаровування та без інтенсифікатора.

Аналіз результатів дослідження показують, що у вертикальному положенні повна висота інтенсифікації зони нагріву забезпечує низьке значення термічного опору термосифону. Але у діапазоні теплового навантаження від 100Вт і вище, часткове нанесення інтенсифікатора (57%) забезпечує збільшення відведеної потужності.



а – кут нахилу 90° ; б – 60° ; в – 30° ; г – 15°

Рисунок 3.16 – Залежність термічного опору термосифону від теплового навантаження, куту нахилу та висоти інтенсифікатора в зоні нагріву

Такий ефект може бути пов'язаний з наявністю гладкої поверхні у зоні нагріву, тобто частина зони випаровування інтенсифікована наріззю, але гладка частина приймає участь у забезпеченні більш легкого повернення теплоносія в активну зону випаровування – нижню частину зони нагріву. Оскільки за результатами візуалізації формування пограничного шару було визначено, що саме початок зони нагріву є найбільш перегрітий, то нанесення інтенсифікації на нижню частину сприяє підвищенню інтенсивності теплообміну.

Крім того, при зміні кута нахилу дана тенденція зберігається не тільки при високих рівнях підведеного навантаження, а й при менших його значеннях. У результаті термічний опір двофазного термосифону з нанесенням інтенсифікатора на повну висоту і на 57% мають однакову ефективність.

Нанесення інтенсифікатора на малу висоту (29%) показує результат значно наближений до гладкої поверхні, що вказує на мінімальний вплив нарізі на інтенсивність процесів, що протікають.

Важливим параметром для визначення ефективності нанесення інтенсифікаторів на внутрішню поверхню двофазного термосифону є коефіцієнт тепловіддачі у зоні випаровування α (Вт/м²К).

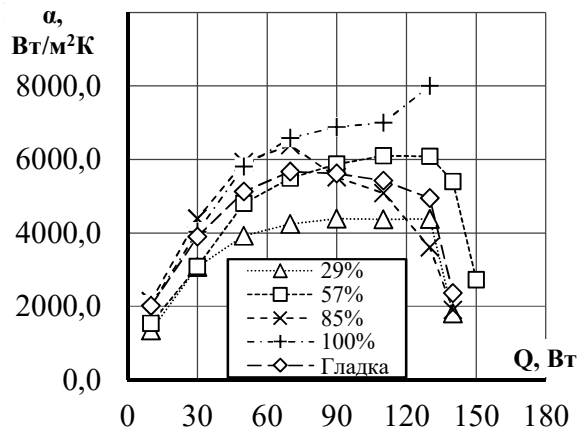
На рис. 3.17 показано загальний вплив висоти нанесення інтенсифікатора у вигляді гвинтової нарізі на коефіцієнт тепловіддачі у зоні нагріву в широкому діапазоні кутів нахилу, а саме 90°, 60°, 30° та 15°.

У вертикальному положенні інтенсивність теплообміну при повній висоті інтенсифікатора серед інших зразків найвища. Це корелює з результатами оптичних досліджень, оскільки рух теплоносія відбувається вздовж стінки, що інтенсифікує теплообмін.

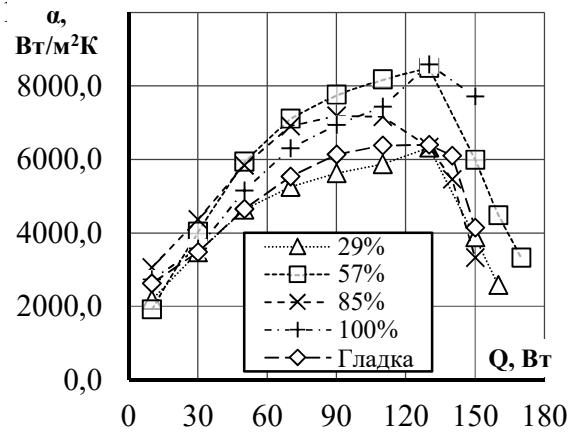
При цьому, найменша висота нарізі погіршує інтенсивність процесів, оскільки рух теплоносія на дні сповільнюється за рахунок додаткового гідравлічного опору інтенсифікатора на поверхні стінки.

Таким чином, не витримується баланс між збільшенням площі теплообмінної поверхні та внесенням додаткового гідравлічного опору руху теплоносія.

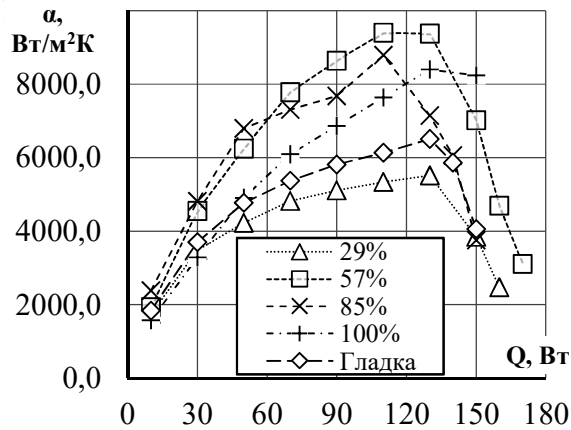
При зміні кута нахилу формування гідродинамічної картини, що була досліджена і описана у цьому розділі, показує, що інтенсивність теплообміну при частковому нанесенні нарізі стає співрозмірна з повним нанесенням на повну зону нагріву.



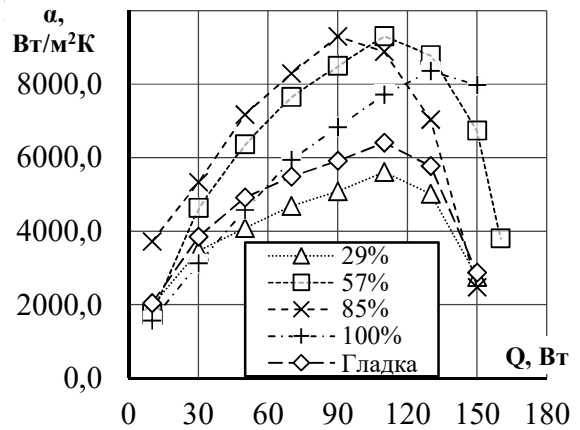
а)



б)



в)



г)

а – кут нахилу 90° ; б – 60° ; в – 30° ; г – 15°

Рисунок 3.17 – Інтенсивність теплообміну в зоні нагріву двофазних термосифонів в залежності від висоти інтенсифікатора в зоні нагріву та кута нахилу

Загальна тенденція також показує, що зменшення кута нахилу призводить до загального зростання інтенсивності тепловіддачі. Така ж картина спостерігалась при проведенні досліджень по формуванню теплового пограничного шару. Даний ефект спостерігається через збільшення інтенсивності руху теплоносія в зоні нагріву та активного пароутворення з тонких плівок рідини зі спрощеним виходом теплоносія.

Оскільки коефіцієнт заповнення під час проведення досліджень складав лише половину від загального об'єму зони нагріву, утворення більш тонких плівок може спричиняти значне зростання інтенсивності з (6000...7000) Вт/м²К, до 9300 Вт/м²К.

3.6 Висновки до розділу 3

Проведене дослідження візуалізації показало, що формування теплового пограничного шару в умовах функціонування двофазних систем не відповідає класичним уявленням. Форма утвореного шару показує, що найбільш перегрітою зоною є початок зони нагріву. Така локалізація найбільш перегрітої області пояснює початкове винесення значної кількості теплоносія при стартових режимах функціонування двофазного термосифону.

Крім того, експериментальним шляхом було визначено, що найефективнішою висотою нанесення інтенсифікації в зоні нагріву складає близько 60%. Такий результат також спричинений специфікою формування пограничного шару. Збільшення інтенсивності теплообміну у таких випадках досягається методами зменшення товщини пограничного шару, або ж його трансформацією різноманітними методами.

ВИСНОВКИ

Метою виконання роботи було: визначення оптимальних геометричних параметрів та теплових характеристик двофазних термосифонів з нарізним випарником.

Для досягнення цієї мети було поставлено наступні завдання:

- провести експериментальні дослідження геометричних параметрів та теплових характеристик термосифонів з нарізною зоною нагріву;
- визначити вплив кута нахилу термосифону на ефективність теплообміну;
- дослідити вплив коефіцієнта заповнення робочої рідини на теплопередавальні характеристики термосифону;
- визначити оптимальний крок нарізі випарника для максимізації ефективності теплообміну;
- провести експериментальне дослідження процесів пароутворення для візуалізації гідродинамічного процесу під час функціонування двофазного термосифону;
- провести експериментальне дослідження для отримання візуалізації процесу формування теплового пограничного шару в умовах роботи двофазного термосифону;
- виконати аналіз процесів, що впливають на роботу двофазного термосифону;
- визначити оптимальну висоту нарізі у зоні нагріву двофазного термосифону.

Після виконання поставлених завдань було отримано наступні результати:

1. Орієнтація термосифона суттєво впливає на коефіцієнти тепловіддачі в зоні нагріву.

2. Використання нарізі у випарнику термосифона дозволяє підвищити ефективність теплопередачі на 20...55%.

3. Оптимальне значення коефіцієнту заповнення для термосифонів з нарізним випарником з відносно короткою зоною нагріву знаходиться в діапазоні від 0,3 до 0,4 у досліджуваному діапазоні теплового навантаження, але рекомендовано забезпечувати коефіцієнт заповнення у діапазоні 0,45...0,55 для забезпечення стабільних показників як термічного опору, так і максимального теплового потоку.

4. Оптимальним кроком нарізі випарника термосифону з нарізним випарником є 0,5мм, оскільки така поверхня забезпечує найвищу інтенсивність теплообміну у зоні випаровування, і найнижчі значення термічного опору у складі двофазної системи.

5. Візуальні спостереження гідродинаміки двофазного термосифону показали, що інтенсивність процесів пароутворення залежить від кута нахилу термосифону, найвища гідродинамічна інтенсивність спостерігається при кутах нахилу 75...90°.

6. Візуальні спостереження гідродинаміки двофазного термосифону показали, що в режимі активного функціонування при кутах нахилу термосифону значна частина теплоносія не задіяна у пароутворенні, а виноситься паровими бульбашками у зону транспорту або конденсації.

7. Формування теплового пограничного шару в умовах роботи термосифону не є стандартним, і його кінцева форма не відповідає класичній постановці. Спостерігається найбільший перегрів у придонній області, що по висоті зони нагріву є нерівномірним, з поступовим зростанням теплового пограничного шару. Такий результат пояснює стартові режими роботи двофазних термосифонів та показує локалізацію зародження перших парових бульбашок.

8. Найбільша зона перегріву робочої рідини знаходиться на дні термосифону, що пояснює початкові фази активної роботи таких пристроїв з винесенням теплоносія у зону охолодження.

9. При формуванні теплового пограничного шару важливу роль відіграє циркуляція робочої рідини по об'єму зони нагріву.

10. При малих кутах нахилу (15° і менше) пограничний шар розділяється на зони і частково руйнується вздовж нагрітої стінки.

11. На основі специфіки формування пограничного шару, експериментально визначено оптимальну висоту нарізі для коротких зон нагріву, що складає 60%.

Результати досліджень мають практичну цінність для проектування ефективних систем охолодження на базі термосифонів з нарізними випарниками для теплообмінного обладнання. Визначено, що використання двофазних систем дозволяє більш широко і ефективно використовувати обладнання такого типу у різних умовах.

Матеріали дисертації використовуються у навчальному процесі для підготовки докторів філософії за спеціальностями 142 Енергетичне машинобудування та 143 Атомна енергетика: в рамках викладання дисципліни «Кінетика фазових перетворень в енергетичному обладнанні» проводяться лекційні заняття за темами «Термосифони. Конструкції термосифонів. Особливості виготовлення. Переваги та недоліки. Область використання» та «Пульсаційні явища в двофазних термосифонах».

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Shah R. K. Fundamentals of heat exchanger design / Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. – [Б. м.] : Wiley & Sons, Incorporated, John, 2007.
2. Письменный Е. Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребрённых труб : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Письменный Евгений Николаевич ; НАН Украины ин-т техн. теплофизики. – К., 1994. – 36 с.
3. Heat pipes: theory, design and applications / David Reay [та ін.]. – [Б. м.] : Elsevier Science & Technology Books, 2022. – 288 с.
4. Mantelli M. B. H. Thermosyphons and heat pipes: theory and applications [Електронний ресурс] / Marcia Barbosa Henriques Mantelli. – Cham : Springer International Publishing, 2021. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-62773-7> (дата звернення: 23.02.2025).
5. Gürtürk M. Investigation of the performance of a new thermosyphon heat pipe design for applications heat transfer from liquid to gas [Електронний ресурс] / Mert Gürtürk, Cihangir Kale, Besir Kok // Applied thermal engineering. – 2020. – С. 116520. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116520> (дата звернення: 23.02.2025).
6. Performance tests on a novel un-finned thermosyphon heat exchanger requiring single charge [Електронний ресурс] / Kai-Shing Yang [та ін.] // Processes. – 2021. – Т. 9, № 6. – С. 995. – Режим доступу: <https://doi.org/10.3390/pr9060995> (дата звернення: 23.02.2025).
7. Rongchai K. Development, testing and design optimisation of a water and R134a based thermosyphon heat exchanger for air-water heat recovery systems [Електронний ресурс] / Kanchit Rongchai, Sura Tundee // Case studies in thermal

engineering. – 2022. – Т. 39. – С. 102453. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102453> (дата звернення: 23.02.2025). .

8. Cheng P.-S. Performance tests for 3-D Fin-and-Tube heat pipe modified from commercial heat exchanger product for various working fluids [Електронний ресурс] / Po-Shen Cheng, Shwin-Chung Wong, Shih-Kuo Wu // International journal of heat and mass transfer. – 2022. – Т. 194. – С. 123083. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123083> (дата звернення: 23.02.2025). .

9. Оцінка ефективності використання теплового потенціалу докiлля та верхніх шарiв землi України [Електронний ресурс] / Ю. П. Морозов [та iн.] // Vidnovluvana energetika. – 2020. – № 4(63). – С. 80–88. – Режим доступу: [https://doi.org/10.36296/1819-8058.2020.4\(63\).80-88](https://doi.org/10.36296/1819-8058.2020.4(63).80-88) (дата звернення: 23.02.2025). .

10. Безродный М. К. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах / М. К. Безродный, И. Л. Пиоро, Т. О. Костюк. – 2-ге вид. – Киев : Факт, 2005. – 704 с.

11. Grob U. Heat transfer in closed thermosyphon over a wide range of pressures and inclinations / U. Grob, E. Hahne // German chemical engineering. – 1998. – № 9. – С. 292–299.

12. Zhu N. Analysis of cylindrical heat pipes incorporating the effects of liquid–vapor coupling and non-Darcian transport—a closed form solution [Електронний ресурс] / N. Zhu, K. Vafai // International journal of heat and mass transfer. – 1999. – Т. 42, № 18. – С. 3405–3418. – Режим доступу: [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(99\)00017-4](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(99)00017-4) (дата звернення: 23.02.2025). .

13. Gürtürk M. Investigation of the performance of a new thermosyphon heat pipe design for applications heat transfer from liquid to gas [Електронний ресурс] / Mert Gürtürk, Cihangir Kale, Besir Kok // Applied thermal engineering. – 2020. –

С. 116520. — Режим
 доступу: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116520> (дата звернення: 23.02.2025). .

14. Kuo C.-C. Heat transfer enhancement in gravity heat pipes using ААО nanostructure generated on condenser section inner surface [Електронний ресурс] / Chun-Ching Kuo, Huei Chu Weng // Processes. – 2021. – Т. 9, № 10. – С. 1827. – Режим доступу: <https://doi.org/10.3390/pr9101827> (дата звернення: 23.02.2025). .

15. Heat transfer intensity at water boiling on the surface of a capillary structure under sub-atmospheric pressure [Електронний ресурс] / Roman Melnyk [та ін.] // Eastern-European journal of enterprise technologies. – 2021. – Т. 3, № 8(111). – С. 35–41. – Режим доступу: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.234575> (дата звернення: 23.02.2025). .

16. Use of biporous wicks to remove high heat fluxes [Електронний ресурс] / Tadej Semenec [та ін.] // Applied thermal engineering. – 2008. – Т. 28, № 4. – С. 278–283. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.030> (дата звернення: 23.02.2025). .

17. Heat transfer enhancement of aluminum boiling surface with micro-grooves fabricated by laser [Електронний ресурс] / Hironobu Hirahara [та ін.] // International journal of thermofluids. – 2023. – Т. 17. – С. 100274. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2022.100274> (дата звернення: 23.02.2025). .

18. Experimental study on heat transfer characteristics of dimpled surface Thermosyphon with Al₂O₃ nanofluid [Електронний ресурс] / Siva Subramanian Rajeswaran [та ін.] // Thermal science. – 2023. – № 00. – С. 267. – Режим доступу: <https://doi.org/10.2298/tsci230816267r> (дата звернення: 23.02.2025). .

19. Kang S. Thermal performance enhancement in two-phase closed thermosyphon with sandblasted evaporator surface [Електронний ресурс] / Sukkyung Kang, Seokjin Lee, Jungho Lee // International communications in heat and mass transfer. – 2024. – Т. 159. – С. 108027. – Режим

доступу: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.108027> (дата звернення: 23.02.2025). .

20. Attia A. A. An experimental study on the effect of internal helical groove with different pitches on heat pipe performance / A. A. Attia, K. H. Nagar, R. I. Ghnam // *Asjme*. – 2009. – № 2. – С. 129–138.

21. Payakaruk T. Correlations to predict heat transfer characteristics of an inclined closed two-phase thermosyphon at normal operating conditions [Електронний ресурс] / T. Payakaruk, P. Terdtoon, S. Ritthidech // *Applied thermal engineering*. – 2000. – Т. 20, № 9. – С. 781–790. – Режим доступу: [https://doi.org/10.1016/s1359-4311\(99\)00047-2](https://doi.org/10.1016/s1359-4311(99)00047-2) (дата звернення: 23.02.2025). .

22. Cooling of high heat flux electronic devices using ultra-thin multiport minichannel thermosyphon [Електронний ресурс] / Stephen Manova [та ін.] // *Applied thermal engineering*. – 2020. – Т. 169. – С. 114669. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114669> (дата звернення: 23.02.2025). .

23. Effect of filling ratio and tilt angle on the performance of a mini-loop thermosyphon [Електронний ресурс] / Trijo Tharayil [та ін.] // *Journal of thermal science and engineering applications*. – 2019. – Т. 11, № 6. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1115/1.4043464> (дата звернення: 23.02.2025). .

24. Park Y. J. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon to the fill charge ratio [Електронний ресурс] / Yong Joo Park, Hwan Kook Kang, Chul Ju Kim // *International journal of heat and mass transfer*. – 2002. – Т. 45, № 23. – С. 4655–4661. – Режим доступу: [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(02\)00169-2](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(02)00169-2) (дата звернення: 23.02.2025). .

25. Noie S. H. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two-phase closed thermosyphon under normal operating conditions [Електронний ресурс] / S. H. Noie, M. R. Sarmasti Emami, M. Khoshnoodi // *Heat transfer engineering*. – 2007. – Т. 28, № 4. – С. 365–371. – Режим

доступу: <https://doi.org/10.1080/01457630601122997> (дата звернення: 23.02.2025).

26. Influence of filling ratio on the thermal performance and efficiency of a thermosyphon operating with Al₂O₃-water based nanofluids [Електронний ресурс] / Anderson Gallego [та ін.] // Nano-Structures & Nano-Objects. – 2020. – Т. 22. – С. 100448. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.nanoso.2020.100448> (дата звернення: 23.02.2025).

27. Unsteady experimental and numerical analysis of a two-phase closed thermosyphon at different filling ratios [Електронний ресурс] / Davoud Jafari [та ін.] // Experimental thermal and fluid science. – 2017. – Т. 81. – С. 164–174. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.10.022> (дата звернення: 23.02.2025).

28. Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon [Електронний ресурс] / В. Јіао [та ін.] // Applied thermal engineering. – 2008. – Т. 28, № 11-12. – С. 1417–1426. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.09.009> (дата звернення: 23.02.2025).

29. Boiling and condensation heat transfer of inclined two-phase closed thermosyphon with various filling ratios [Електронний ресурс] / Yeonghwan Kim [та ін.] // Applied thermal engineering. – 2018. – Т. 145. – С. 328–342. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.037> (дата звернення: 23.02.2025).

30. Heat transfer performance of a lubricant-infused thermosyphon at various filling ratios [Електронний ресурс] / F. Y. Lv [та ін.] // International journal of heat and mass transfer. – 2017. – Т. 115. – С. 725–736. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.062> (дата звернення: 23.02.2025).

31. Heat performances of a thermosyphon as affected by evaporator wettability and filling ratio [Электронний ресурс] / Zhi Xu [та ін.] // Applied thermal engineering. – 2018. – Т. 129. – С. 665–673. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.073> (дата звернення: 23.02.2025). .

32. Thermal resistance of aluminum gravity heat pipe with threaded capillary structure [Electronic resource] / Ю. Е. Николаенко [et al.] // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2017. – No. 4-5. – P. 24–31. – Mode of access: <https://doi.org/10.15222/tkea2017.4-5.24> (date of access: 23.02.2025). – Title from screen.

33. Impact of changing the shape of gravity heat pipe with threaded evaporator on its heat transfer characteristics [Электронний ресурс] / L. V. Lipnitskyi [та ін.] // Technology and design in electronic equipment. – 2023. – № 1-2. – С. 27–33. – Режим доступу: <https://doi.org/10.15222/tkea2023.1-2.27> (дата звернення: 23.02.2025). .

34. R T. J. Introduction to error analysis: the study of uncertainties in physical measurements / Taylor John R. – [S. l.] : University Science Books, 2022.

35. Сравнение тепловых характеристик термосифона и гравитационной тепловой трубы одинаковых размеров / Ю. Е. Николаенко [та ін.] // 'Современные информационные и электронные технологии^а: Труды міжнар. науково-практ. конф., Одесса, 23–27 трав. 2016 р. – [Б. м.], 2016. – С. 164–165.

36. Experimental study on characteristics of gravity heat pipe with threaded evaporator [Электронний ресурс] / Yu E. Nikolaenko [та ін.] // Thermal science and engineering progress. – 2021. – Т. 26. – С. 101107. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101107> (дата звернення: 24.02.2025). .

37. Impact of changing the shape of gravity heat pipe with threaded evaporator on its heat transfer characteristics [Электронний ресурс] / L. V. Lipnitskyi [та ін.] // Technology and design in electronic equipment. – 2023. – № 1-2. – С. 27–33. – Режим доступу: <https://doi.org/10.15222/tkea2023.1-2.27> (дата звернення: 24.02.2025). .

38. Visualization and heat transfer comparative analysis of two phase closed thermosyphon [Електронний ресурс] / Hao Liu [та ін.] // Applied thermal engineering. – 2022. – Т. 217. – С. 119172. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119172> (дата звернення: 24.02.2025). .

39. Experimental study of hydrodynamic parameters regarding on geyser boiling phenomenon in glass thermosyphon using wire-mesh sensor [Електронний ресурс] / De Oliveira [та ін.] // Thermal science. – 2021. – № 00. – С. 221. – Режим доступу: <https://doi.org/10.2298/tsci201008221o> (дата звернення: 24.02.2025). .

40. Visualization of vaporization events in two-phase thermosyphons operating in different orientations [Електронний ресурс] / R. S. Melnyk [та ін.] // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2021. – № 5-6. – С. 46–52. – Режим доступу: <https://doi.org/10.15222/tkea2021.5-6.46> (дата звернення: 24.02.2025). .

41. Use of silver nanoparticles mixed with deionized water in a rectangular two-phase closed thermosyphon: a case study of the two-phase flow [Електронний ресурс] / Surachet Sichamnan [та ін.] // Front. heat mass transf. – 2022. – Т. 19. – Режим доступу: <https://doi.org/10.5098/hmt.19.24> (дата звернення: 24.02.2025). .

42. Study of the effect of tilt angle on the vaporization processes in a flat gravity heat pipe with a threaded evaporator [Електронний ресурс] / Yu E. Nikolaenko [та ін.] // Journal of thermal analysis and calorimetry. – 2023. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12303-0> (дата звернення: 24.02.2025). .

43. Study on the performance of the low-cost cooling system for transmit/receive module and broadening the exploitative capabilities of the system using gravity heat pipes [Електронний ресурс] / Yurii Nikolaenko [та ін.] // Journal of thermal science and engineering applications. – 2022. – С. 1–40. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1115/1.4054812> (дата звернення: 24.02.2025). .

44. Guichet V. Nucleate pool boiling heat transfer in wickless heat pipes (two-phase closed thermosyphons): a critical review of correlations [Електронний ресурс] / Valentin Guichet, Sulaiman Almahmoud, Hussam Jouhara // Thermal science and engineering progress. – 2019. – Т. 13. – С. 100384. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100384> (дата звернення: 24.02.2025). .

45. Schlichting H. Boundary-Layer theory [Електронний ресурс] / Hermann Schlichting, Klaus Gersten. – Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2017. – Режим доступу: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-52919-5> (дата звернення: 25.02.2025). .

46. Кравець В. Ю. Процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах охолодження / В. Ю. Кравець. – Харків : [б. в.], 2018. – 288 с.

47. Hauf W. Optical methods in heat transfer [Електронний ресурс] / W. Hauf, U. Grigull // Advances in heat transfer. – [Б. м.], 1970. – С. 133–366. – Режим доступу: [https://doi.org/10.1016/s0065-2717\(08\)70151-5](https://doi.org/10.1016/s0065-2717(08)70151-5) (дата звернення: 25.02.2025). .

48. Khramtsov P. P. Free-Convective heat transfer: with many photographs of flows and heat exchange / Pavel P. Khramtsov, Oleg G. G. Martynenko. – [Б. м.] : Springer, 2010. – 527 с.