

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет
«Харківський авіаційний інститут»

Національна Академія наук України
Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України

Кваліфікаційна наукова
робота на правах рукопису

Лукашов Іван Миколайович

УДК 536.2(043)

ДИСЕРТАЦІЯ
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ТА ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ
ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ ПЕРСПЕКТИВНИХ АМІАЧНИХ
ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ УСТАНОВОК

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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



І. М. Лукашов

Науковий керівник Горбенко Геннадій Олександрович,
доктор технічних наук

Харків – 2025

АНОТАЦІЯ

Лукашов І. М. Експериментальне та теоретичне дослідження процесів тепломасообміну в елементах перспективних аміачних енерготехнологічних установок – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» (G4 - Теплоенергетика). - Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків; Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, 2025 р.

Дисертацію присвячено дослідженню однофазної та двофазної течії аміаку в гладких каналах теплообмінного обладнання контурів перспективних аміачних енерготехнологічних установок. Зокрема, аналізуються адіабатичні режими течії в гладкій трубі за різної орієнтації в просторі, коефіцієнти тепловіддачі при кипінні та конденсації, а також незворотні однофазні та двофазні втрати тиску при різькому розширенні та звуженні.

Об'єктом дослідження було вибрано процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоком у різних системах перспективних аміачних енергетичних установок та систем терморегулювання. Предметом цього дослідження стали закономірності, що характеризують процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоком у різних системах перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання. Вибрані об'єкт і предмет дослідження мають тісний зв'язок з пріоритетними науковими напрямками як МОН України, так і світової тенденції з декарбонізації світової економіки.

Мета роботи полягає в встановленні та уточненні механізмів та явищ, що супроводжують процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання, на основі експериментального дослідження.

Для досягнення зазначеної мети в дисертаційній роботі вирішувався комплекс завдань теоретичного й експериментального характеру, що розкрито у відповідних розділах.

На основі аналізу сучасного стану питань, які розглянуто в першому розділі роботи, визначено область раціонального застосування аміаку як робочого тіла в сучасних енерготехнологічних установках та системах забезпечення теплового режиму, проаналізовано основні режимні параметри.

В роботі досліджено режими адіабатичної течії аміаку в трубі при різній орієнтації. Візуальні спостереження режимів течії в кварцовій трубці з внутрішнім діаметром 7,5 мм у широкому діапазоні тиску, масових швидкостей та масового паровмісту дали змогу узагальнити режими адіабатичної двофазної течії в трубі у вигляді спрощеної моделі в координатах умовного імпульсу фаз, яка використовується в подальшому аналізі механізмів конденсації, кипіння та втрат механічної енергії в трубах.

Проведено експериментальне та теоретичне дослідження конденсації аміаку в гладких трубах при різній орієнтації у просторі для середніх та високих тисків.. У результаті аналізу даних експериментів було отримано оцінки коефіцієнта тепловіддачі для горизонтального, висхідного та низхідного потоків при різній масовій швидкості та масовому паровмісті для труб із внутрішніми діаметрами 8 мм і 11 мм. Дані для горизонтального потоку були узагальнені у вигляді нової простої кореляцію, котра показує хорошу якісну та кількісну адекватність отриманих оцінок коефіцієнтів тепловіддачі для труб різного діаметра при масовій швидкості до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. В ній практично відсутня роль масової швидкості (за винятком її ролі в оцінюванні об'ємного паровмісту), а також роль теплового потоку. Показано, що для високих масових швидкостей існуючі моделі, які описують конвективний механізм конденсації, добре узгоджуються з отриманими оцінками коефіцієнта тепловіддачі для аміаку.

В дисертаційній роботі проведено аналіз вимушеного кипіння аміаку в гладкій трубі діаметром 11 мм при різній орієнтації в просторі. Було отримано

оцінки середніх коефіцієнтів тепловіддачі для горизонтального потоку, для яких було запропоновано нову кореляцію, де коефіцієнт придушення бульбашкового механізму (0,8 у моделі Войтана) замінено на відношення відповідних оцінок бульбашкової та конвективної складових. При дослідженні було виявлено, що у широкому діапазоні режимних параметрів при масовому паровмісті близько 0,7 спостерігається різке погіршення тепловіддачі, що пов'язано з висиханням плівки рідини. Також показано, що коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному кипінні у висхідному потоці значно більший порівняно з горизонтальним і добре описуються простими моделями для бульбашкового механізму кипіння.

Також показано, що коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному кипінні у висхідному потоці значно більший, порівняно з горизонтальним і добре описується простими моделями для бульбашкового механізму кипіння. Це обумовлено більш надійним і рівномірним змочуванням стіни, що обігрівається, по всьому периметру.

В роботі вирішувалась проблема оцінювання однофазних та двофазних місцевих втрат тиску в елементах контуру з різкою зміною площі прохідного перерізу. Було випробувано шість сегментів з різними геометричними факторами звуження і розширення та отримано оцінки параметрів двофазності в моделях місцевих втрат. Показано, що гомогенна модель добре працює при високих масових швидкостях (понад $400 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$). Гетерогенна модель з емпіричним коефіцієнтом $B = 0,5$, запропонованим Чізхольмом для розширення, краще відповідає даним при малих масових швидкостях. Також показано, що для всього обсягу отриманої експериментальної інформації гомогенна модель може бути використана для аміачних додатків з очікуваною точністю $\pm 20 \%$.

Ключові слова; режими течії, двофазна течія, аміак, місцеві втрати тиску, конденсація, кипіння, імпульс потоку парової фази.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

1. Ruzaikin, V. Ammonia two-phase flow patterns and condensation in the inclined smooth tubes / V. Ruzaikin, I. Lukashov , A. Breus // International Journal of Thermal Sciences, 2024, vol. 206, 109344. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2024.109344.
2. Ruzaikin, V. Ammonia condensation in the horizontal and vertical smooth tubes / V. Ruzaikin, I. Lukashov , A. Breus // International Journal of Refrigeration, 2024, vol. 164, pp. 1-11. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.03.003.
3. Ruzaikin, V. Ammonia single-phase and two-phase local pressure losses on sudden expansion and contraction / V. Ruzaikin, I. Lukashov , A. Breus // International Communications in Heat and Mass Transfer, 2025, vol. 162, 108639. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.108639.
4. Ruzaikin, V. Ammonia void fraction in smooth tubes at different gravity orientation / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus, T. Fedorenko // International Journal of Refrigeration, 2023, vol. 150, pp. 89-99. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.02.006>.
5. Ruzaikin, V. Ammonia adiabatic two-phase flow patterns in the horizontal tube / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus, O. Shypul // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, vol. 234, 126133. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.126133.
6. Ruzaikin, V. Ammonia flow boiling in the smooth, annuli and inner-finned tube at different gravity orientation / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, vol. 228, 125696. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125696.
7. Ruzaikin, V. Ammonia two-phase mechanically pumped loop for geostationary application: Non-condensable gases factor / V. Ruzaikin, I. Lukashov, T. Fedorenko // Colloid and Interface Science Communications, 2023, vol. 52, 100692. DOI: 10.1016/j.colcom.2022.100692.
8. Лукашов І., Довжина збурення в двофазному потоці амміаку для горизонтального та висхідного потоку після дросельного отвору, Відкриті

інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології, № 102, 2024, - С. 180-189.
DOI: 10.32620/oikit.2024.102.12.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

9. Ruzaikin V., Lukashov I. Pump Assistant Ground-Source Two-Phase Thermosiphon for the Heating and Cooling of Households: conference materials Integrated Computer Technologies In Mechanical Engineering. 2022 // Lecture Notes in Networks and Systems, 2023. – pp. 665-676. DOI: 10.1007/978-3-031-36201-9_55.

10. Two-Phase Immersion Cooling Technology Perspectives in Electronics / V. Ruzaikin, I. Lukashov, Ye. Tsegelnyk, S. Plankovskyy // Smart Technologies in Urban Engineering: Lecture Notes in Networks and Systems, 2023. – pp. 307-318: 10.1007/978-3-031-46877-3_27.

ANNOTATION

Lukashov, I.M. Experimental and theoretical study of heat and mass exchange processes in the components of promising ammonia energy systems. – Qualifying Scientific Work as a Manuscript.

The thesis submitted for the degree of Candidate of technical sciences on the primary subject of 05.14.06 – Technical thermophysics and industrial thermal power engineering (G4 – Heat power engineering). – Anatolii Pidgorny Institute of Power Machines and Systems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2025.

The dissertation addresses a scientific and technical challenge related to identifying the characteristics of single-phase and two-phase ammonia flow in smooth channels of heat exchange equipment within the circuits of advanced ammonia-based energy technology systems. Specifically, it analyzes adiabatic flow regimes in a smooth pipe under various spatial orientations, heat transfer coefficients during boiling and condensation, and irreversible single-phase and two-phase pressure losses due to sudden expansion and contraction.

Thus, the object of study is the heat and mass transfer processes in channels with single-phase and two-phase flow within various systems of advanced ammonia-based energy and thermal regulation systems. The subject of the study is the patterns governing heat and mass transfer processes in channels with single-phase and two-phase flow in these systems. The selected object and subject are closely aligned with the priority research directions of the Ministry of Education and Science of Ukraine and global trends toward decarbonization of the world economy.

The aim of the work is to experimentally investigate the mechanisms and phenomena accompanying heat and mass transfer processes in channels with single-phase and two-phase flow in various systems of advanced ammonia-based engines, energy technology systems, and thermal regulation systems.

To achieve this aim, the dissertation addresses a set of theoretical and experimental tasks, as reflected in the respective sections.

Based on the analysis of the current state of the issue, discussed in the first section, the rational application of ammonia as a working fluid in modern energy technology systems and thermal regime maintenance systems is determined, and the main operational parameters are analyzed.

The adiabatic two-phase flow patterns of ammonia in a smooth tube at various orientations in a gravitational field were studied. The visualisations of the two-phase flow in the transparent tube with an internal diameter of 7,5 mm were provided over a broad range of pressure, mass velocity, and vapour quality, allowing for generalisation of the corresponding two-phase pattern map in the superficial phase momentum flux coordinates. The obtained map was used to gain insight into the condensation and boiling mechanisms, as well as mechanical energy dissipation in the tube.

The ammonia condensation in horizontal and inclined smooth tubes was experimentally and theoretically studied for medium- to high-pressure cases. The corresponding estimates of the heat transfer coefficients were obtained for tubes with internal diameters of 8 and 11 mm. A new, straightforward correlation has been generalised, which accurately predicts the condensation heat transfer coefficients for

cases with mass velocities below $120 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$. The model shows that mass velocity (except for its role in estimating volumetric vapor quality) and heat flux have minimal impact. It is also shown that existing models describing convective condensation mechanisms align well with the obtained heat transfer coefficient estimates for ammonia at high mass velocities.

The flow boiling of ammonia in a horizontal and inclined smooth tube with an inner diameter of 11 mm was investigated. The average heat transfer coefficients in the horizontal flow were obtained, which enabled the modification of the existing Wojtan et al. model to exhibit the depression coefficient as the ratio of pool boiling and convective factors. It has been revealed that a dry-out heat transfer condition occurs at a vapour quality of 0,7 across a broad range of operating conditions. Moreover, the higher heat transfer coefficients in the upward flow were noted compared to the horizontal cases, which the straightforward pool boiling models accurately describe.

Additionally, it was demonstrated that the heat transfer coefficient during forced boiling in upward flow is significantly higher than in horizontal flow and is well described by simple models for the bubble boiling mechanism. This is attributed to more reliable and uniform wetting of the heated wall across the entire perimeter.

The single-phase and two-phase local pressure losses due to sudden expansion and contraction were characterised for ammonia flow. Six segments with various geometrical factors of expansion and contraction have been tested, and the corresponding estimates of two-phase factors in the local loss model were derived. In particular, the homogeneous model provides accurate predictions for high mass velocity cases (above $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$), while the heterogeneous Chisholm model with the empirical coefficient of $B = 0,5$ is more appropriate for ammonia flow with low mass velocities. Overall, the entire set of test points suggests that a homogeneous model can be effectively exploited for ammonia applications with an accuracy of $\pm 20\%$.

Keywords: flow pattern, two-phase flow, ammonia, condensation, boiling, local losses, superficial vapour momentum flux.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	12
ВСТУП	15
РОЗДІЛ 1 АКТУАЛЬНІСТЬ ЗАДАЧІ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ ПЕРСПЕКТИВНИХ АМІАЧНИХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ УСТАНОВОК	22
1.1 Огляд стану розробок	22
1.1.1 Використання аміаку у якості робочого тіла в органічному циклі Ренкіна та циклі Каліни.....	23
1.1.2 Використання аміаку як пального для двигунів внутрішнього згоряння	28
1.1.3 Використання аміаку як робоче тіло в ДФК СТР КЕУ	31
РОЗДІЛ 2 РЕЖИМИ АДІАБАТИЧНОЇ ДВОФАЗНОЇ ТЕЧІЇ АМІАКУ В ТРУБІ ПРИ РІЗНІЙ ОРІЄНТАЦІЇ	36
2.1 Експериментальні дослідження.....	38
2.1.1 Тестова ділянка з оглядовим склом.....	38
2.1.2 Опис експериментального стенда	39
2.1.3 Граничні умови та послідовність випробувань.....	41
2.2 Результати експериментів та їх аналіз для горизонтального положення.....	43
2.2.1 Спостережені двофазні режими для горизонтального потоку	43
2.2.2 Складання карти режимів для горизонтального двофазного потоку	44
2.2.3 Порівняння результатів з існуючими картами двофазного потоку аміаку	47
2.3 Результати експериментів та їх аналіз для вертикального положення ..	49
2.3.1 Спостережені двофазні режими для висхідного потоку	49
2.3.2 Спостережені двофазні режими для низхідного потоку	53
2.4 Висновки до розділу 2	55

РОЗДІЛ 3	КОНДЕНСАЦІЯ АМІАКУ В ГЛАДКИХ ТРУБАХ	
	ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ТА ВЕРТИКАЛЬНОМУ ПОЛОЖЕННЯХ	56
3.1	Експериментальні дослідження	57
3.1.1	Тестові зразки	57
3.1.2	Експериментальний стенд	57
3.1.3	Граничні умови	61
3.2	Результати експериментів	62
3.2.1	Характеристика тепловтрат	62
3.2.2	Ідентифікація коефіцієнта тепловіддачі при конденсації	64
3.2.3	Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації в трубі у горизонтальному положенні	67
3.2.4	Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації в трубі у вертикальному положенні	80
3.3	Висновки до розділу 3	85
РОЗДІЛ 4	КИПІННЯ АМІАКУ В ГЛАДКИХ ТРУБАХ	87
4.1	Експериментальні дослідження	88
4.1.1	Тестові зразки	88
4.1.2	Експериментальний стенд	90
4.1.3	Граничні умови	90
4.1.4	Ідентифікація коефіцієнта тепловіддачі	91
4.2	Результати експериментів та їх аналіз для гладкої труби з внутрішнім діаметром 11 мм	91
4.2.1	Горизонтальне положення гладкої труби з внутрішнім діаметром 11 мм	91
4.2.2	Висхідний потік аміаку в гладкій трубі з внутрішнім діаметром 11 мм	98
4.3	Висновки до розділу 4	100
РОЗДІЛ 5	МІСЦЕВІ ВТРАТИ ТИСКУ В ОДНОФАЗНОМУ ТА ДВОФАЗНОМУ	
	ПОТОЦІ АМІАКУ ПРИ РІЗКОМУ РОЗШИРЕННІ ТА ЗВУЖЕННІ	102
5.1	Методологія дослідження	106

	11
5.1.1 Визначення однофазних місцевих втрат тиску	106
5.1.2 Традиційний метод визначення місцевих втрат тиску двофазного потoku	110
5.1.3 Новий метод визначення місцевих втрат тиску у двофазному потoci	111
5.1.4. Моделі місцевих втрат тиску для двофазного потоку	111
5.1.5 Двофазні моделі втрати тиску на тертя.....	113
5.1.6 Довжина шляху збурення двофазного потоку.....	114
5.2 Експериментальні дослідження.....	115
5.2.1 Тестові зразки	115
5.2.2 Експериментальний стенд.....	117
5.2.3 Невизначеність похідних параметрів.....	119
5.3 Результати експериментів та їх аналіз	120
5.3.1 Візуальне дослідження	120
5.3.2 Однофазні місцеві втрати тиску	122
5.3.3 Двофазні місцеві втрати тиску.....	124
5.4 Висновки до розділу 5	129
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	130
СПИСОК ВИКОРОСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	132
ДОДАТОК А	148
ДОДАТОК Б	152

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ, ПОЗНАЧЕНЬ ТА ІНДЕКСІВ

ДФК – двофазний контур теплоперенесення

КЕУ – космічна енергетична установка

ОЦР – органічний цикл Ренкіна

ПГ – парникові гази

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

СТР – система терморегулювання

КЕУ – космічна енергетична установка

СТР – системи теплового режиму

МКС – Міжнародна космічна станція

TAS-F – Thales Alenia Space-France (французький виробник аерокосмічної продукції)

ODP – Ozone depletion potential (озоноруйнівний потенціал)

GWP – Global warming potential (парниковий потенціал)

SLGHP – super-long gravity heat pipe (наддовга гравітаційна теплова труба)

OTEC – Ocean Thermal Energy Conversion (утилізація теплової енергії океану)

IMO – International Maritime Organization (Міжнародна морська організація)

NASA – National Aeronautics and Space Administration (Національне управління США з авіації та досліджень космічного простору)

ETCS – зовнішня система термоконтролю

NEOSAT – супутник

MAPE – середня абсолютна похибка, %

ID – внутрішній діаметр, м

AW – кільцево-хвильовий режим

A – кільцевий режим

SW – стратифіковано-хвильовий режим

C – емульсійний режим

SLUG – снарядний режим

EV – випарник

R_a – шорсткість труби

x_{ev} – масовий паровміст на виході з випарника

Q_{el} – електрична потужність нагрівачів, Вт

Q_{loss} – теплові витрати у випарнику, Вт

r – прихована теплота пароутворення, Дж·кг⁻¹

m – масова витрата, кг·с⁻¹

h – питома ентальпія, Дж·кг⁻¹

T – температура, °С

P – тиск, бар

G – масова швидкість, кг·м⁻²·с⁻¹

J – потік імпульса, кг·с⁻²·м⁻¹

ρ – густина, кг·м⁻³

g – прискорення вільного спадання, м·с⁻²

σ – поверхневий натяг, Н·м⁻¹

A_{VD} – безрозмірна площа поперечного перерізу, зайнята паровою фазою;

A_t – повна площа поперечного перерізу, м²

D – внутрішній діаметр, м

h_{LD} – безрозмірна вертикальна висота рідини

Fr – безрозмірне число Фруда

We – безрозмірне число Вебера

Re – число Рейнольдса

Pr – число Прандтля

φ – кут нахилу, град

W – швидкість прослизання фази

C_p – теплоємність, Дж·кг⁻¹·К⁻¹

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт·м⁻²·К⁻¹

λ, k – теплопровідність, Вт·м⁻¹·К⁻¹

T_{av} – середня температура теплопередачі зволоженої поверхні, °С

μ – динамічна в'язкість, Па·с

K_C – емпіричний коефіцієнт, який враховує наявність струмка конденсату в нижній частині труби

ε – об'ємний паровміст

ψ – відносний температурний напір

θ_{wet} – вологий кут, град

δ – товщина, м

L – довжина, м

ΔP – перепад тиску, Па

K – коефіцієнт втрат тиску

Φ – коефіцієнт двофазності

U – невизначеність втрати тиску на тертя

M – молярна маса, г·моль⁻¹

q – тепловий потік, Вт·м⁻²

L, LD, l – рідка фаза

$V, v, V0$ – парова фаза

s – насичення

fm – невизначеність

ev – випаровування

$cond$ – конденсація

nb – бульбашкове кипіння

$pred$ – передбачувані

dis – дисипація

exp – експериментальний

fr – тертя

loc – локальний

max – максимальний

min – мінімальний

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. З розвитком енерготехнологічних установок в умовах декарбонізації світової економіки відбувається постійний пошук нових рішень та використання як вже існуючих теплоносіїв, так і нових, котрі зможуть задовольнити зростаючі вимоги. Наразі аміак розглядається як найбільш перспективне робоче тіло для різних систем, включаючи енерготехнологічні установки та системи забезпечення теплового режиму космічних апаратів. Це зумовлено, передусім, тенденцією до декарбонізації світової економіки. Аміак має нульовий потенціал глобального потепління (GWP) та озоноруйнівальний потенціал (ODP). Крім того, аміак має найвищий гравіметричний коефіцієнт вмісту водню (17,6 %) серед декарбонізованих речовин, що визначає перспективність його використання як джерела водню або як пального в двигунах внутрішнього згоряння з нульовим викидом діоксиду вуглецю. Таким чином, дослідження, пов'язані з ефективною заміною традиційних робочих середовищ на аміак або його похідні, є важливими та актуальними, оскільки відповідають нагальним потребам розвитку людського суспільства.

Враховуючи широке використання аміаку як робочого тіла, можна без чіткого зв'язку з конкретними схемними рішеннями аміачних двигунів та енерготехнологічних установок виділити ключові робочі процеси, які є основоположними для проєктування майбутніх систем: конвективна тепловіддача (кипіння та конденсація у каналах з різною геометрією), процеси втрати енергії в однофазних та двофазних потоках при зміні швидкості або напрямку руху (місцеві втрати. Неточність в оцінюванні цих аспектів може суттєво вплинути на ефективність майбутніх екологічних рішень.

Всебічний огляд відкритих джерел показує вкрай обмежений обсяг інформації, яка пов'язана з теплофізичним аспектом використання аміаку в каналах різних енерготехнологічних систем. Зокрема, карти режимів двофазних потоків аміаку та кореляції для розрахунку коефіцієнтів теплообміну під час конденсації та кипіння розглянуто лише для вузького діапазону температур

насичення (до 20 °C). Це пов'язано з інтересом до проєктування аміачних холодильних систем, а також із труднощами проведення детальних експериментальних досліджень з аміаком. Очевидно, що феноменологічні висновки, що отримано авторами у вигляді різних узагальнень та кореляцій, потребують валідації при екстраполяції хоча б на діапазони з вищим тиском. Аналогічні спостереження стосуються закономірностей місцевих втрат тиску при розширенні та звуженні потоку, всебічне розуміння механізмів цих процесів ще мають бути сформовані навіть для однофазних потоків.

У межах запропонованої дисертації детально розглядаються питання конвективного теплообміну, конденсації та кипіння аміаку в гладких каналах із внутрішніми діаметрами від 4 до 14 мм за різної орієнтації у полі сил тяжіння в діапазоні температур насичення від 20 до 65 °C. Використання оригінальних експериментально обґрунтованих карт режимів двофазного потоку суттєво підвищує академічну цінність отриманих висновків. Крім того, отримані висновки щодо дисипації енергії (місцеві втрати тиску) у потоці однофазного і двофазного аміаку в гладких каналах мають як мінімум важливу практичну цінність.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертацію виконано в Національному аерокосмічному університеті «Харківський авіаційний інститут», передумовою роботи була тема: «Експериментальне дослідження моделі системи термостатування КА на базі двофазного контуру з механічним прокачуванням теплоносія» (в межах проєктів Українського науково-технологічного центру P269b на замовлення TAS-F). У цій темі дисертант брав участь як виконавець.

Мета і завдання наукового дослідження. Мета роботи полягає в встановленні та уточненні механізмів та явищ, що супроводжують процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання, на основі експериментального дослідження.

Задачі дослідження, обумовлені метою роботи, такі:

1. Розробити та реалізувати методики та випробувальні стенди для експериментального дослідження аміачних однофазних та двофазних процесів тепломасообміну у широкому діапазоні режимних параметрів, які характерні для перспективних аміачних систем.

2. Проаналізувати моделі, методи та критеріальні співвідношення для розрахунку термогідравлічних параметрів у процесах тепломасообміну в однофазних та двофазних потоках аміаку.

3. Провести багатофакторні експерименти та узагальнити результати у вигляді феноменологічних безрозмірних теплогідравлічних кореляцій та якісних рекомендацій, необхідних для якісного проєктування перспективних аміачних систем.

4. Провести оцінку невизначеності наявних та уточнених моделей, феноменологічних співвідношень для розрахунку однофазних та двофазних місцевих гідравлічних втрат тиску для потоку аміаку при різкому розширенні та звуженні.

Об'єкт дослідження – процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у різних системах перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання.

Предмет дослідження – закономірності, що характеризують процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у різних системах перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання.

Методи дослідження. Для досягнення мети і вирішення задач дослідження використано: методи фізичного і математичного моделювання теплогідравлічних процесів, методи статистичного оброблення результатів експериментів, елементи теорії подібності та розмірності.

Наукова новизна основних результатів дисертаційної роботи полягає в такому:

1. Суттєво уточнено межі переходу від стратифікованих до кільцевих режимів течії двофазного потоку аміаку в горизонтальних каналах при

температурі насичення від 15 °С до 65 °С шляхом урахування імпульсу потоку парової фази, що дає змогу більш адекватно прогнозувати закономірності двофазної течії робочого середовища в каналах аміачних паросилових енерготехнологічних установок і системах.

2. Вперше експериментально визначено коефіцієнти тепловіддачі при конденсації та кипінні аміаку в гладких каналах різної орієнтації у полі сил тяжіння при температурі насичення від 35 °С до 65 °С, в діапазоні масових швидкостей та масовому паровмісті, характерних для перспективних аміачних систем, які розширюють існуючу експериментальну базу даних відносно особливостей конденсації та кипіння аміаку, що сприяє подальшому розвитку теорії тепломасообміну.

3. Вперше розроблено поправки до моделі ламінарної плівкової конденсації Нуссельта, які враховують інтенсивність конденсації, а також вплив інерції та в'язкості плівки рідини, що дозволяє знизити похибку визначення коефіцієнту тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних каналах з ± 50 до ± 20 % у діапазоні масових швидкостей до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$.

4. Вперше експериментально доведено, що масовий паровміст, при якому настає погіршення теплообміну при кипінні аміаку в горизонтальних і вертикальних каналах, пов'язаний з висиханням плівки рідини практично не залежить від масової швидкості потоку та може бути прийнятий на рівні 0,7 в високотемпературних системах при щільності теплового потоку до $7,7 \text{ Вт} \cdot \text{см}^{-2}$.

5. Вперше проаналізовано якісну та кількісну адекватність існуючих моделей оцінки однофазних та двофазних місцевих гідравлічних втрат тиску для потоку аміаку при різкому розширенні та звуженні, що дає змогу знизити консерватизм при прогнозуванні втрат механічної енергії в контурах аміачних паросилових енерготехнологічних енергоустановок та системах забезпечення теплового режиму.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Уточнено карту двофазних режимів течії аміаку в гладких горизонтальних та похилих при високому тиску, котра може адекватно використовуватись для розпізнавання режимів течії в елементах двофазних контурів.
2. Уточнено феноменологічне співвідношення для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при конденсації аміаку у горизонтальних каналах при високій температурі насичення.
3. Розроблено нові рекомендації щодо оцінки граничного масового паровмісту, що характеризує початок кризи теплообміну при кипінні аміаку в гладких каналах, пов'язаного з висиханням плівки рідини.
4. Уточнено феноменологічне співвідношення та рекомендації щодо точності наявних моделей для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при кипінні аміаку в горизонтальних та вертикальних каналах.
5. Оцінено невизначеності існуючих моделей розрахунку місцевих втрат тиску у двофазному потоці при раптовому розширенні та звуженні.
6. Розробки, наведені у дисертації, використані у навчальному процесі кафедри аерокосмічної теплотехніки Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут», при проектуванні, виготовленні та тестуванні компонентів перспективних аміачних енерготехнологічних установок для наземного та космічного призначення в Приватному Акціонерному Товаристві «ФЕД» (Україна) та ТОВ «ХАКБ».

Особистий внесок здобувача. Всі основні наукові результати дисертаційної роботи, що подані до захисту, отримані здобувачем самостійно в період з 2022 по 2024 роки. Постановку наукових задач та обговорення отриманих результатів виконано разом з науковим керівником. Опубліковані матеріали повністю відповідають змісту дисертаційної роботи. У роботах, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в наступному:

- в роботі [1] здобувач виконав дослідження висхідної двофазної течії аміаку та на основі отриманих даних показав низьку кількісну адекватність

існуючих моделей й добру узгодженість з отриманими раніше оцінками для горизонтального потоку;

- в роботі [2] здобувач виконав дослідження конденсації аміаку в гладкій трубі при різній орієнтації в полі сил тяжіння, провів аналіз отриманих даних, та запропонував для горизонтального потоку поправки до моделі ламінарної плівкової конденсації Нуссельта, які враховують інтенсивність конденсації, вплив інерції та в'язкості;

- в роботі [3] здобувач виконав аналіз якісної та кількісної адекватності існуючих моделей однофазних та двофазних місцевих гідравлічних втрат тиску для потоку аміаку при різкому розширенні та звуженні, обґрунтував що для консервативних оцінок максимальних та мінімальних двофазних місцевих втрат тиску при звуженні та розширенні використовувати емпіричні коефіцієнти Чизхольма $B = 0,5$ і $B = 1,5$;

- в роботах [4, 7, 9, 10] здобувач брав участь в постановці задач, проєктуванні і створенні експериментального стенда, виконав огляд літературних джерел та аналіз отриманих результатів;

- в роботі [5] здобувач виконав дослідження режимів течії двофазного потоку аміаку в горизонтальних каналах, провів експерименти та аналіз отриманих результатів на основі яких запропонував двофазні режими узагальнити в координатах умовного імпульсу фаз запропонованим Х'юїтом – Робертсом;

- в роботі [6] виконав огляд літературних джерел, провів експерименти та аналіз отриманих результатів та довів, що погіршення теплообміну при кипінні аміаку в горизонтальних і вертикальних каналах пов'язане з висиханням плівки рідини при масовому паровмісті 0,7;

робота [8] написана здобувачем самостійно.

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення і результати досліджень за темою дисертації доповідалися і обговорювалися на: міжнародній науково-технічній конференції: «Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM-2022)» (2022 р., м. Харків); міжнародній

науково-практичній конференції: «2nd International Conference on Smart Technologies in Urban Engineering (STUE-2023)» (2023 р., м. Харків); на семінарах кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут».

Структура дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації становить 153 сторінок машинописного тексту, із них основний текст 116 сторінок, 75 рисунків по тексту, 9 таблиць по тексту та 2 додатки на 5 сторінках. Список використаних джерел містить 141 найменувань на 16 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АКТУАЛЬНІСТЬ ЗАДАЧІ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ ПЕРСПЕКТИВНИХ АМІАЧНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

1.1 Огляд стану розробок

Аміак (NH_3) все частіше розглядається як перспективне робоче тіло для різних систем, включаючи енерготехнологічні установки. Це пов'язано з його унікальними фізико-хімічними властивостями, екологічними перевагами та потенціалом для використання в сучасних та майбутніх енерготехнологічних установках. У контексті енергетики аміак може використовуватися як теплоносіє, паливо або робоче тіло в контурах теплоперенесення. Розглядається також використання аміаку як джерела водню для водневих енергетичних систем або як палива в двигунах внутрішнього згоряння для електростанцій, суден та важкої техніки з нульовим викидом діоксиду вуглецю, що обумовлюється високим гравіметричним коефіцієнтом вмісту водню у аміаку – 17,6 %. В енергетичних системах з низькотемпературними джерелами тепла – геотермальна енергія, що містять відпрацьовану теплову енергію різних промислових виробництв (наприклад, виплавка сталі, виробництво бетону), аміак вже використовується як робоче тіло в органічному циклі Ренкіна для вироблення електричної енергії.

Один із вирішальних аспектів упровадження аміачних систем пов'язаний із сучасними тенденціями декарбонізації світової економіки в умовах глобальної зміни клімату. Аміак має нульовий парниковий (GWP) та озоноруйнівний потенціал (ODP), а також не призводить до викиду діоксиду вуглецю при згорянні в енергетичних установках. Крім того, як частина загального азотного циклу Землі він не потребує особливих умов утилізації та перероблення. Разом з тим слід зазначити і недоліки аміаку, пов'язані з безпекою. Аміак токсичний та пожежонебезпечний. Проте вже існують запобіжні заходи та стандартні

процедури, котрі діють через його поширене використання в різних системах з тепловими трубами та холодильними системами ті дають змогу безпечно працювати з аміаком. Подальший розвиток систем та протоколів безпеки дасть змогу мінімізувати ризики в майбутньому.

1.1.1 Використання аміаку у якості робочого тіла в органічному циклі Ренкіна та циклі Каліни

Робочий процес ОЦР (органічного циклу Ренкіна) базується на замкненому термодинамічному циклі Ренкіна, в якому зазвичай використовується вода як робоче тіло. На відміну від пароводяного циклу в системі ОРЦ використовуються органічні рідини з високою молекулярною масою (наприклад, R245fa, R134a), які мають відповідну криву насичення для реалізації циклу Ренкіна при утилізації низькотемпературної теплоти. Крім того, використання органічних HFC холодоагентів дає змогу зменшувати кількість обертів турбіни і тиск пари, що призводить до мінімізації ерозії металевих частин, особливо лопаток останніх ступенів турбіни [1].

Основні компоненти органічного циклу Ренкіна подано на рис. 1.1. Тут робоча рідина за допомогою живильного насоса подається до випарника, де перетворюється на пару, забираючи зовнішнє тепло. Пара при високому тиску та температурі подається на вхід до турбіни, де відбувається перетворення потенціальної енергії пари на кінетичну енергію потоку пари. Кінетична енергія потоку перетворюється на лопатках турбіни на кінетичну енергію обертання колеса турбіни та на роботу, що витрачається на вироблення електричної енергії. Після турбіни пара спрямовується у конденсатор, де конденсується, віддаючи тепло до іншого теплоносія. Сконденсована пара знову надходить у живильний насос, де відбувається збільшення тиску до номінальної величини і цикл замикається.

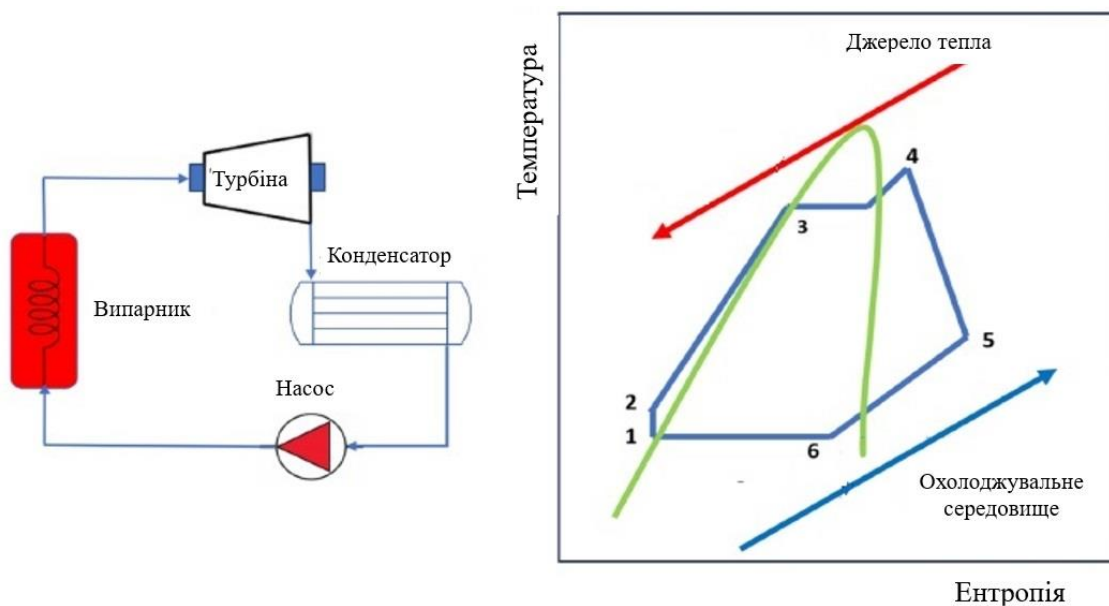


Рисунок 1.1 – Основні компоненти циклу Ренкіна та T-S-діаграма [2]

На рисунку 1.1 в T-S-діаграмі подано процеси ОЦР, які складаються з випаровування, ізоентропічного розширення, конденсації та стиснення. Процес 1–2 – циркуляція та підвищення тиску робочого тіла за допомогою насоса, процес 2–3 – випаровування робочого тіла завдяки зовнішньому джерелу тепла у випарнику, процес 4–5 – розширення через турбіну і процес 5–1 – відведення тепла в конденсаторі до охолоджувального середовища). Теплова енергія через розширення перетворюється на механічну, а потім на електричну в генераторі. Зовнішніми джерелами можуть бути будь-які системи відновлюваної енергії або системи утилізації тепла (HRS).

У літературі застосування органічних рідин в ОЦР залежить від багатьох факторів: характеристика джерела тепла, масштаб системи, бажана вихідна потужність, екологічні аспекти, економічні фактори, можливості інтеграції, доступність джерела охолодження та географічне розташування [3, 4, 5, 6, 7].

У роботі [8] виконано аналіз використання різних органічних рідин (аміак, R134a, R123yf, R290, R245fa і R1233zd) як робочого тіла ОЦР (рисунок 1.2). Для гарячого та холодного джерела з температурами 15 °C і 80 °C відповідно було показано, що аміак забезпечує максимальну ефективність циклу на рівні 8,6 %, але не набагато більше, ніж традиційні теплоносії: R1233zd (8,3 %),

R245fa (8,2 %), R134a (7,9 %), R290 (7,9 %) та R1234yf (7,7 %). У циклі Карно аміак також має найкращі показники порівняно з іншими рідинами (рис. 1.3).

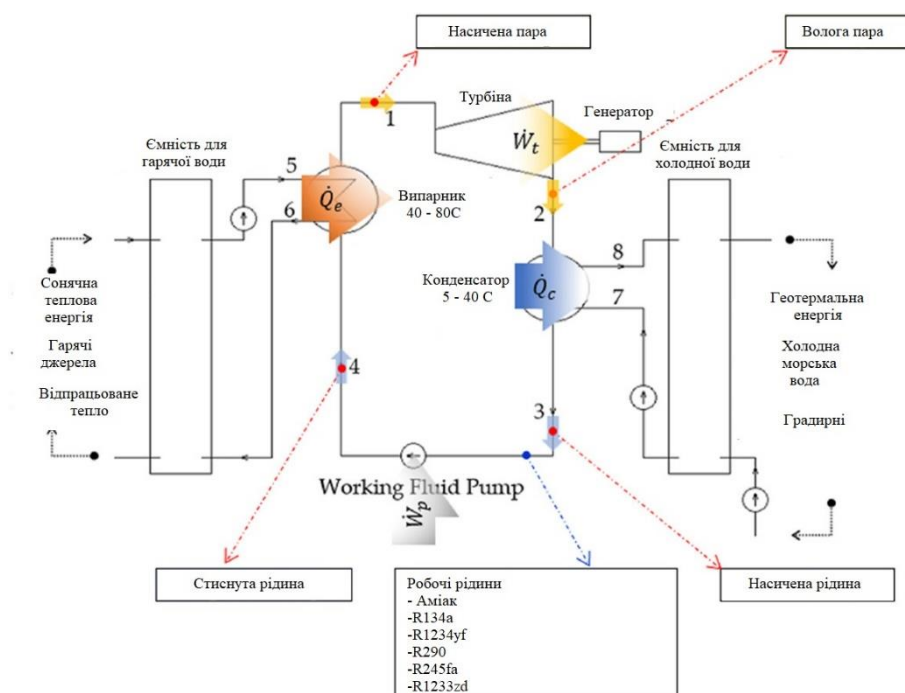


Рисунок 1.2 – ОРЦ з використанням низькотемпературних джерел тепла

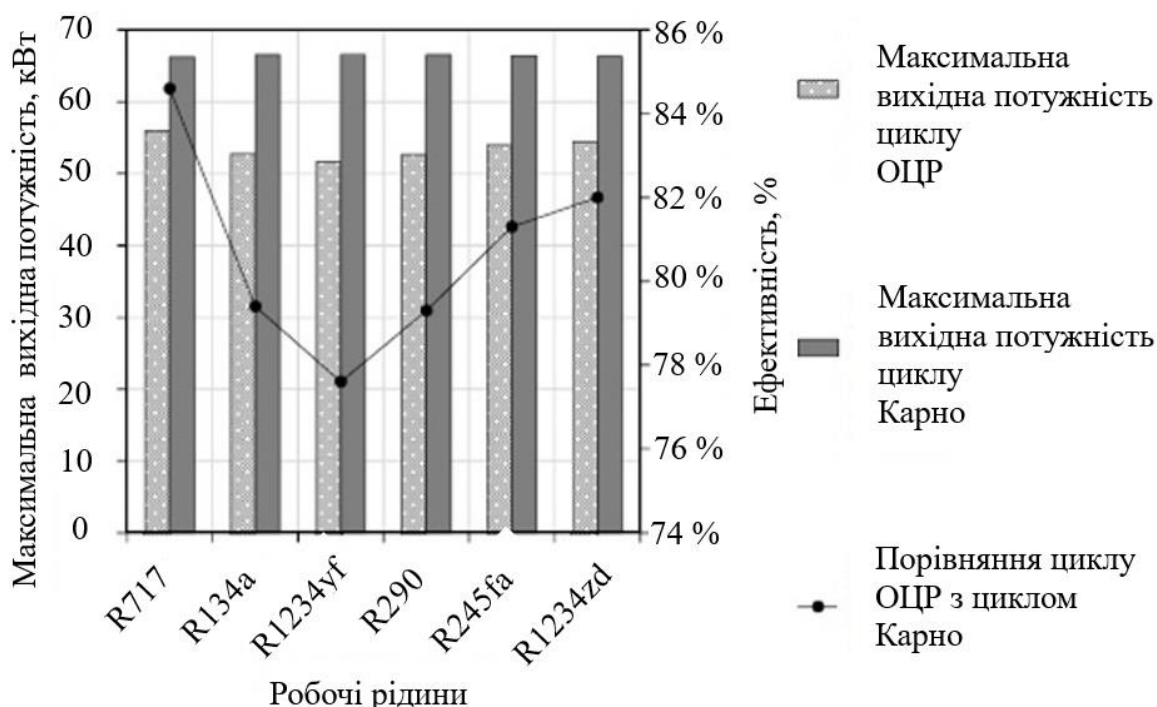


Рисунок 1.3 – Порівняння потужності і ефективності використання різних робочих рідин як робочого тіла порівняно з циклом Карно

У роботі [9] було проведено економічне обґрунтування вартості компонентів (рисунок 1.4) для низькотемпературного ОЦР для геотермального джерела та показано, що аміачні енергетичні системи мають перевагу відносно систем з іншими теплоносіями.

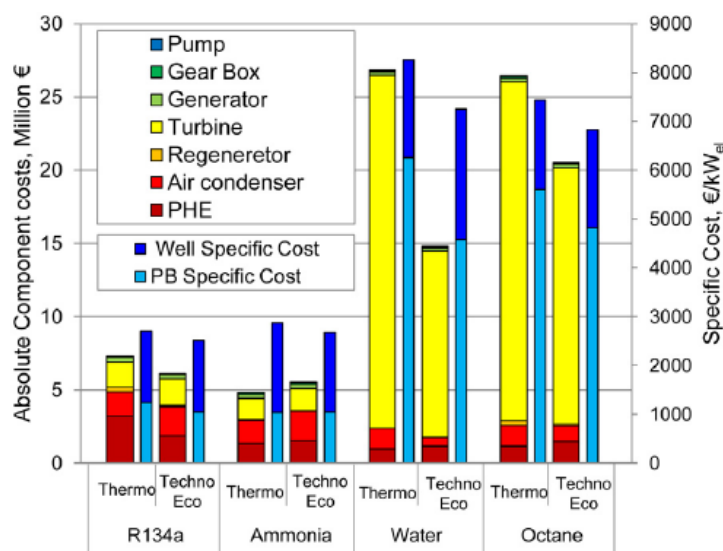


Рисунок 1.4 – Розподіл вартості абсолютних компонентів (ліва вісь) та питомих витрат (права вісь) для чотирьох тестових рідин, для геотермального джерела при 150 °C і масовій швидкості потоку 200 кг/с

У цілому аміак, може широко використовуватись як робоче тіло ОЦР для будь-яких низькотемпературних джерел тепла ($<100\text{ }^{\circ}\text{C}$):

- геотермальна енергія;
- теплова енергія океану;
- біотермальна енергія;
- використання відпрацьованого тепла в промисловості.

Згідно з останніми даними потужність використання глобальної геотермальної енергії з 2015 до 2020 року зросла приблизно на 27 %. [10]. Понад 20 країн використовують геотермальні ресурси для виробництва електроенергії (163 ТВт·год/рік) на енергетичних установках в усьому світі [11]. У багатьох дослідженнях [12, 13, 14, 15] розглядається питання розширення

використання геотермального тепла як для видобутку електроенергії, так і для прямого використання, включаючи централізоване опалення, термальні готелі, теплиці, теплові насоси та ін.

Перспективність використання аміаку для утилізації геотермальної енергії було показано в експериментальній роботі [16]. Для цього в Китаї було побудовано гравітаційну теплову трубу довжиною 4149 м (рисунк 1.5). Вона складається з трьох секцій, котрі вставлялись в пробурену свердловину. Для усунення термічного опору простір між тепловою колоною і свердловиною було заповнено водою. Ця система була побудована для двох типів випробувань: видобуток тепла та генерація електроенергії. Під час 72-годинного тесту вдалося забезпечити середню потужність теплової та електричної енергії на рівні 108,48 кВт та 7 кВт відповідно.

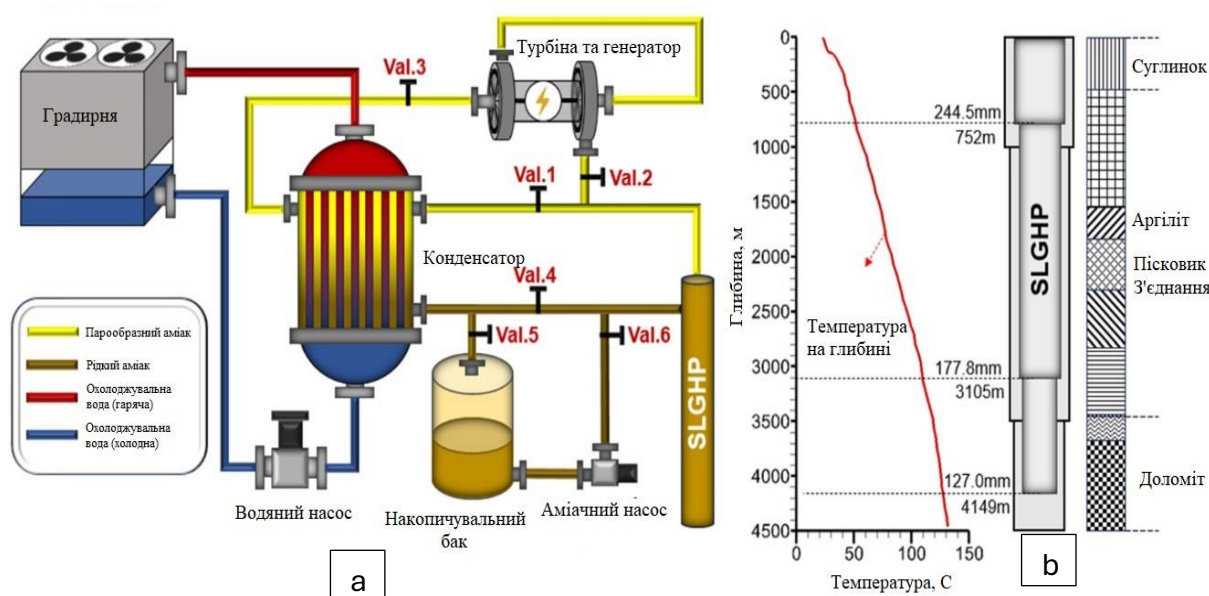


Рисунок 1.5 – Геотермальна система SLGHP, побудована в Китаї: а – схема геотермальної системи; б – виміряна температура в початковій геотермальній формації, конфігурація свердловини після встановлення SLGHP і місцева геологічна формація

Замість геотермального джерела тепла може бути використано будь-яке інше низькотемпературне джерело, наприклад в енергетичній установці, яка

працює від енергії океану – ОТЕС (Ocean Thermal Energy Conversion). Дослідження в цій області вже проводяться [17]. Завдяки різниці температур між морською водою на поверхні (28 °C) та глибині (4 °C) можна виробляти електричну енергію. Використання аміаку разом з іншими рідинами (R245fa, R22, R152a, R125, R600a та R134a) як робочим тілом вже проаналізовано в дослідженнях [18, 19, 20]. Автори показали перевагу використання аміаку порівняно з іншими рідинами і він вже є найбільш поширеним робочим тілом в енергетичних установках з перетворення енергії океану (ОТЕС) [21, 22, 23].

Аміак знаходить своє застосування як робоче середовище в інших циклах. Наприклад, у циклі Каліни, який є модифікацією циклу Ренкіна, використовується бінарне середовище на основі водного аміаку. Рішення дає змогу ефективно використовувати низькопотенціальне тепло з вищою температурою (до 340 °C), наприклад тепло від промислових відходів.

1.1.2 Використання аміаку як пального для двигунів внутрішнього згоряння

У контексті глобальних зусиль, спрямованих на декарбонізацію енергетичних установок та зменшення антропогенного впливу на клімат, водень (H_2) та аміак (NH_3) розглядаються як перспективні альтернативи традиційним паливам. Їхнє використання у двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ) може стати ключовим елементом переходу до безвуглецевих технологій, у таких галузях як важка промисловість, морський транспорт та авіація.

Високий відсоток вмісту водню в аміаку – 17,6 (по вазі) (рисунок 1.6) та порівняно низьковитратний спосіб вилучення цього водню при хімічному розкладанні (46,19 кДж на 1 моль H_2) роблять аміак вкрай перспективним джерелом одержання водню in-situ.

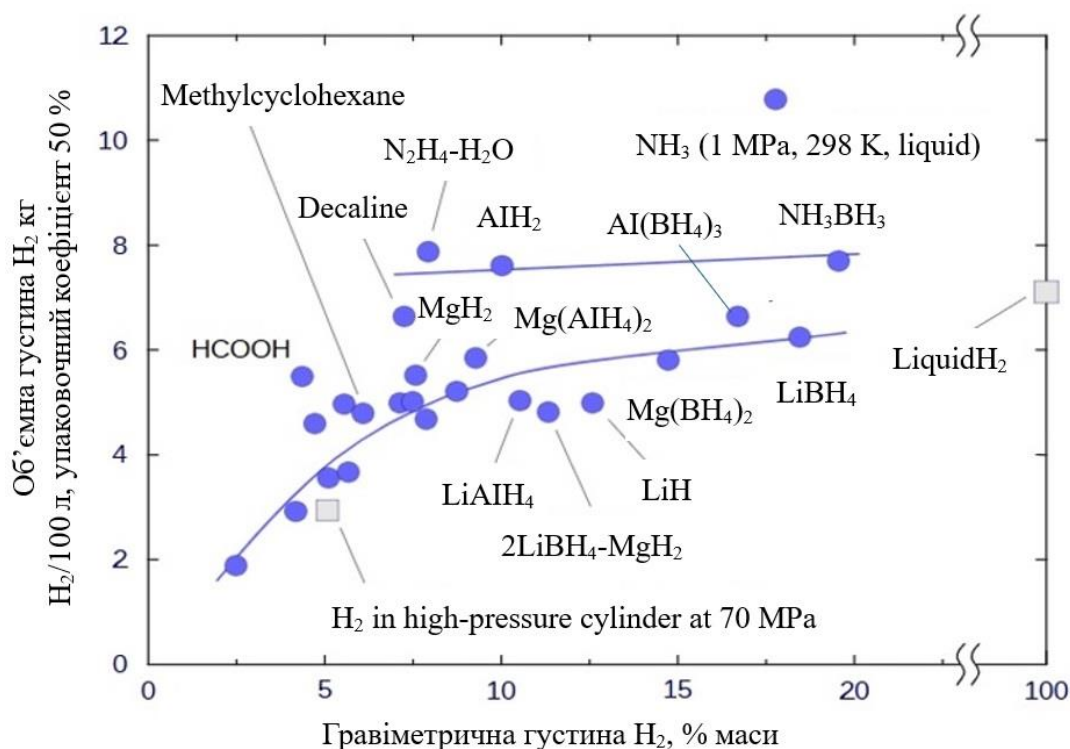


Рисунок 1.6 – Гравіметрична та об'ємна густина вмісту водню в різних речовинах

Перспективність використання водню та аміаку як «зелене» паливе для ДВЗ всебічно розглянуто у недавніх публікаціях [24, 25]. Показано, що ефективність ДВЗ з воднево-аміачним паливом можна порівняти з ДВЗ, що використовують викопні джерела палива (нафта, газ, вугілля).

Значний інтерес до використання аміаку викликав морський сектор, де він розглядається як один із можливих варіантів виконання зобов'язань ІМО щодо викидів ПГ. Більшість виробничих і складських потужностей вже мають доступ до моря. Було опубліковано низку робіт, в яких обговорюється його використання як паливе для суден [26]. Крім того, існують численні пілотні проєкти, які вже досліджують його використання на судах [27]. Також є дослідження з використання аміаку як додатка до дизельного палива у великих двигунах морських суден [28], це дає змогу суттєво зменшити викиди в атмосферу оксиду азоту. Однак, щоб аміак забезпечував приблизно 30% ринку лише суднового палива до 2050 року, буде потрібно додатково 150 Мт/рік. Ця

значна кількість еквівалентна приблизно 80 % світового виробництва аміаку у 2020 році.

Розглядаючи аміак як джерело водню слід зазначити, що реакція розкладання аміаку потребує досить високих рівнів температур (400...450 °C). Такий рівень температур та енергію, необхідну для вилучення водню, можуть забезпечити продукти згоряння ДВЗ при рекуперації їхньої теплоти. У роботах [29, 30, 31] авторами було доведено працездатність та ефективність схеми ДВЗ з каталітичним рекуператором для часткового або повного розкладання аміаку перед подачею до двигуна (рисунок 1.7). Каталітичний рекуператор є теплообмінником, в якому теплота продуктів згоряння використовується для реалізації ендотермічної реакції розкладання аміаку на поверхні каталізатора. У межах суміжного напрямку зберігання, транспортування та конвертування «зеленого» водню в аміаку проводиться безперервний пошук найбільш дешевих і ефективних каталізаторів низькотемпературного розкладання аміаку [32]. Загалом розвиток альтернативних видів палива, включаючи водень, у двигунах внутрішнього згоряння оцінюється як перспективний напрямок для України [33].

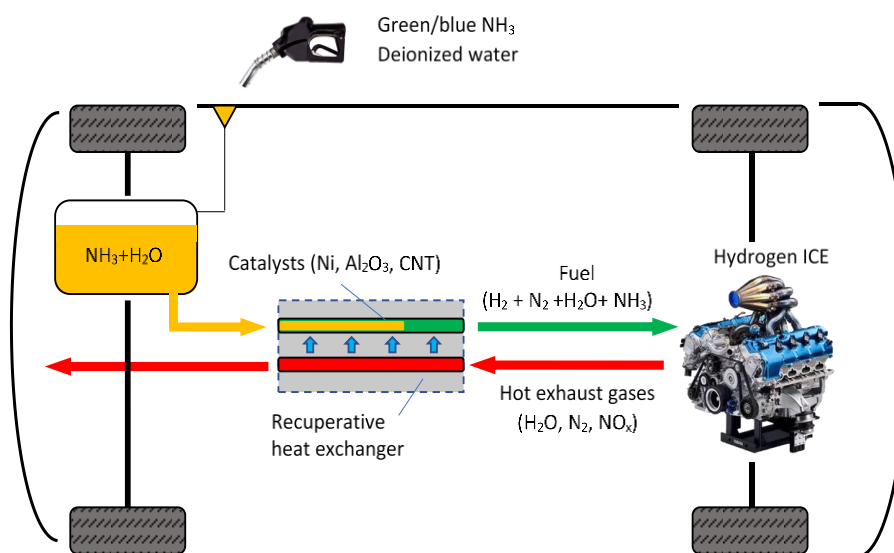


Рисунок 1.7 – Схема аміачного ДВЗ з частковим низькотемпературним розкладанням аміаку

У 2021 році Світовий банк дійшов висновку, що «зелений» аміак, за яким іде «зелений» водень, має найвигідніший баланс характеристик серед різних варіантів бункерного палива з нульовим вмістом вуглецю. До них належать викиди парникових газів протягом життєвого циклу, ширші чинники навколишнього середовища, масштабованість, економічна життєздатність, а також технічні та безпечні наслідки використання цих видів палива. Легкість зберігання аміаку та поводження з ним порівняно з воднем дає йому явну перевагу [34].

Таким чином, аміак стає перспективною альтернативою викопному паливу. Діапазон температур насичення аміаку в подібних системах визначається температурою навколишнього середовища, яка може змінюватись від -20°C до 50°C . Дослідження закономірностей кипіння аміаку в цьому діапазоні, а також особливостей дисипації механічної енергії є важливими та необхідними.

1.1.3 Використання аміаку як робоче тіло в ДФК СТР КЕУ

Двофазні контури (ДФК) теплоперенесення добре використовуються вже більше століття в різних системах, пов'язаних з виробництвом тепла та електроенергії, охолодженням, кондиціонуванням, а також як системи терморегулювання. Своє застосування ДФК знайшли і як СТР КЕУ. Її використання дає змогу істотно знизити масу та енергоспоживання порівняно з однофазними системами завдяки перенесенню енергії у вигляді прихованої теплоти пароутворення і високим коефіцієнтам тепловіддачі при кипінні та конденсації теплоносія. При кипінні відбувається охолодження джерел тепла, при конденсації – перенесення тепла від робочої рідини до радіатора-випромінювача. Ці процеси накладають на теплоносії такі вимоги: висока теплопровідність, густина, теплоємність та низька в'язкість. Також одним з найважливіших показником є прихована теплота пароутворення. Чим вона вища, тим менша потреба у витраті теплоносія, що призводить до зменшення потужності насоса, необхідної маси і розмірів всіх елементів. За цими

показниками аміак значно перевершує всі традиційні теплоносії, хоча і програє воді. При цьому використання води у космосі обмежене порівняно низькою температурою замерзання. Загалом, в літературі є обґрунтовані дослідження та описані всі переваги і недоліки багатьох теплоносіїв [35, 36, 37] у межах використання у ДФК СТР КЕУ. Використання аміаку обумовлюється хорошою сумісністю зі стандартними металами та матеріалами, що використовуються в промисловості, вищою прихованою теплотою пароутворення та високим коефіцієнтом поверхневого натягу порівняно з іншими рідинами. Ці фундаментальні властивості дають змогу спроектувати легшу та більш енергоефективну систему.

Принципову схему ДФК системи теплового режиму (СТР) подано на рисунку 1.8 [38].

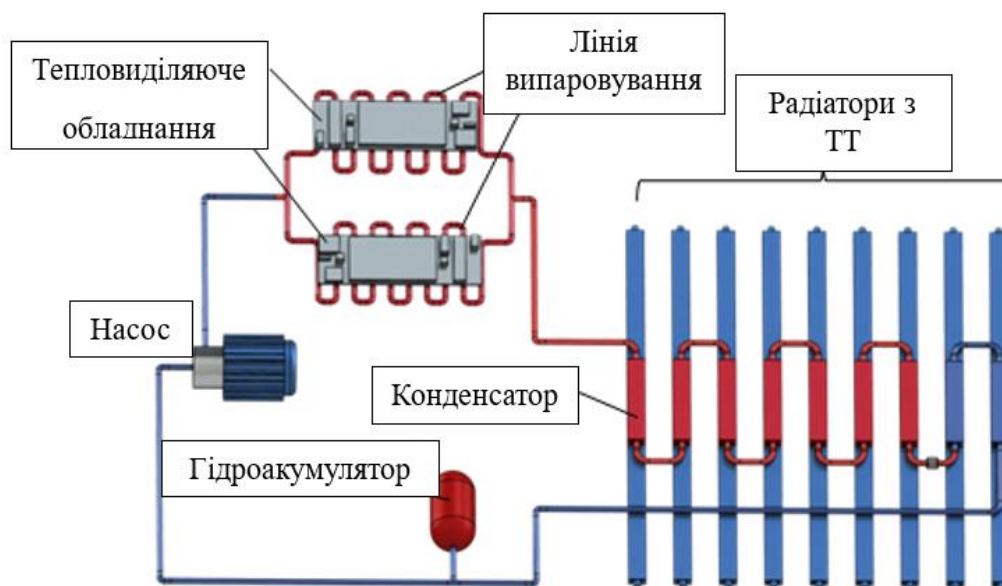


Рисунок 1.8 – Принципова схема ДФК СТР

Основними елементами системи є:

- насос для прокачування однофазного теплоносія;
- теплообмінні апарати (випарники), в яких внаслідок випарювання відбувається перенесення теплоти від тепловиділяючого обладнання до теплоносія;

- радіатор-випромінювач з конденсаторами, де теплота внаслідок конденсації відводиться від теплоносія до панелей радіатора-випромінювача для подальшого скидання в космічний простір;

- гідроаккумулятор, який підтримує необхідну температуру (тиск) насичення та доставку теплоносія в рідкій фазі до входу у насос.

Діяльність з оцінювання ефективності ДФК КЕУ була розпочата на початку 80-х років ХХ століття. Було сформульовано основні питання, пов'язані з розробленням ДФК КЕУ [39, 40, 41] і обґрунтовано технічні переваги ДФК порівняно з однофазними контурами.

У 90-х роках велися роботи з ДФК потужністю 20...30 кВт, які у подальшому знайшли своє використання в Міжнародній космічній станції (МКС). При виконанні цих робіт було запропоновано проєкт ДФК для системи тепловідведення одного із сегментів МКС [42, 43, 44]. Однак, незважаючи на хороші теоретичні та експериментальні роботи, включно з наземними і льотними випробуваннями, система не знайшла свого застосування в американському сегменті МКС.

Після детального інженерного аналізу NASA вибрало аміак як робоче тіло [45] для системи термоконтролю на МКС. Аміак було вибрано з кількох причин: аміак має нижчу густину, ніж багато інших комерційно доступних охолоджувачів, і тому його можна запускати у великій кількості за значно менших витрат на запуск; він має низьку в'язкість, тому для циркуляції аміаку через контури охолодження насоси потребують невеликої потужності.

Спрощену схему, на якій зображено основні компоненти зовнішньої системи термоконтролю (ETCS), показано на рисунку 1.9. Тут насос виштовхує холодний аміак або до систем розподілу електроенергії зовні МКС, або до теплообмінників на житлових модулях, де тепло забирається від внутрішньої системи термоконтролю. Теплий аміак проходить через обертовий механізм під назвою Thermal Radiator Rotator Joint та надходить до радіаторів, де тепло передається в навколишнє середовище. Охолоджений аміак повертається до насосного модуля для повторення циклу. Клапан регулювання потоку в

насосному модулі дає змогу змішувати теплий та холодний аміак для регулювання температури контуру. Аміачний акумулятор відіграє роль накопичувача, підтримуючи тиск у лінії рідини, коли рідина розширюється або стискається протягом обертання станції (орбіти).

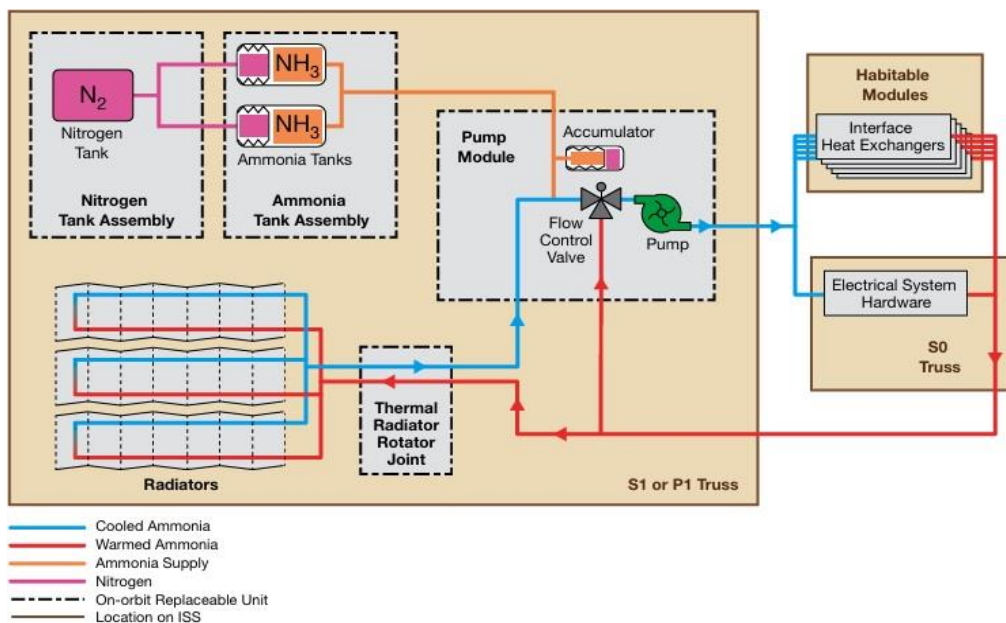


Рисунок 1.8 – Зовнішня система термоконтролю (ETCS) МКС

Thales Alenia Space з початку 2000 року почала активно розробляти установку ДФК для свого телекомунікаційного супутника з аміаком як робочого тіла. Як наслідок плідної спільної співпраці з науковими командами НАУ «ХАІ» [38, 46], в яких здобувач брав безпосередню участь, у жовтні 2021 року компанія Thales Alenia Space уперше використала ДФК як систему термоконтролю комерційної телекомунікаційної платформи, запустивши геостаціонарний супутник SES-17 на базі платформи NEOSAT, який успішно функціонує до сьогодні, а сама система ДФК стала серійним комерційним продуктом.

Робочі температури насичення аміаку в системі терморегулювання знаходяться в діапазоні від $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $85\text{ }^{\circ}\text{C}$. Однак опубліковані дані щодо конденсації, кипіння, сепарації та дисипації механічної енергії у відкритих джерелах для цих діапазонів вкрай мізерні, що пояснюється комерційним інтересом розробника супутника. Крім того, особливості робочих процесів у цій

системі терморегулювання були досліджені в надзвичайно вузькому діапазоні режимних параметрів, що не дає змогу зробити адекватних феноменологічних узагальнень.

Таким чином, важливість досліджень процесів і явищ, що супроводжують кипіння, конденсацію та дисипацію енергії в однофазному та двофазному потоці аміаку в діапазоні тисків, що відповідають температурі насичення від -20 до 100 °C, є цілком очевидною і необхідною.

РОЗДІЛ 2

РЕЖИМИ АДАБАТИЧНОЇ ДВОФАЗНОЇ ТЕЧІЇ АМІАКУ В ТРУБІ ПРИ РІЗНІЙ ОРІЄНТАЦІЇ

Режим двофазного потоку є унікальною особливістю будь-якого двофазного потоку, він істотно впливає на гідравліку та теплообмін як на рівні компонентів, так і на системному рівні будь-якої двофазної системи. Специфікація двофазних режимів дасть змогу нам краще зрозуміти механізми дисипації, сепарації, кипіння та конденсації для оптимізації існуючих і майбутніх енергетичних систем та її компонентів. Режим двофазного потоку в каналах встановлюється залежно від різних факторів: геометрія каналу, в'язкість і густина рідини та пари, масовий потік, масовий паровміст, міжфазне тертя і тертя між потоком та стінками каналу, орієнтація в полі сили тяжіння і навіть історія потоку до та після. Цей факт ускладнює розроблення теорії для передбачення конкретної моделі течії. Як наслідок, емпіричні та напівемпіричні карти режимів вважаються умовними, і їх істинність необхідно обґрунтувати для нових рідин і застосувань при різних граничних умовах. У середині минулого століття були запропоновані емпіричні карти для горизонтальних труб і каналів, складені на основі експериментів повітря-вода [47] і пара-вода [48]. Пізніше в роботі [49] спробували запропонувати феноменологічний підхід для визначення переходів між режимами на основі властивостей рідини та граничних умов. Інші дослідники [50, 51] успішно просунулися в цьому напрямку, підтвердивши цей підхід для різних HFC холодоагентів. Однак метод все ще потребує більш глибокої перевірки для нового типу рідин, серед яких є безводний аміак.

У роботі [52] було запропоновано скорегувати кореляції [51] на основі отриманих додаткових експериментальних даних, включаючи випробування двофазного потоку аміаку в трубці з внутрішнім діаметром 14 мм при низькій температурі насичення 4 °C. Також досліджувались [53] двофазні режими течії аміаку в ширшому діапазоні температур насичення від -14 °C до 14° C. Під час

дослідження було запропоновано використовувати ітерацію [54] карти режимів [51]. У роботі [55] досліджувались двофазні потоки аміаку в горизонтальних трубах з внутрішнім діаметром 4 і 8 мм при температурі від $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Автори зробили висновок, що модель [54] добре прогнозує перехід між режимами в трубах з ID 4 мм, але тести ID 8 мм цього не підтвердили. Очевидно, що існуючі дані випробування на аміаку не є ані вичерпними, ані достатніми для екстраполяції на інші розміри трубок і рівні насичення.

Набагато менше уваги було приділено вертикальним режимам течії. Тут найбільш широко використовується карта режимів, запропонована Хевітом і Робертсом [56] для висхідного вертикального потоку на основі експериментальних даних для водо-водяного потоку в широкому діапазоні тисків. Існує багато інших карт режимів для висхідного потоку, котрі були отримані або підтверджені в основному для повітряно-водяного потоку при атмосферному тиску [57, 58, 59], але здатність цих моделей добре передбачити зміну режимів у потоці киплячої однокомпонентної рідини при більш високому тиску не є достатньо обґрунтованою. Те саме стосується різних карт для низхідного потоку [60, 61]. При цьому в багатьох дослідженнях показано, що конденсація в гладких трубах з низхідним потоком набуває максимальних значень при нахилі порядку 30° [62, 63]. Це обумовлює важливість дослідження похилих вертикальних двофазних течій.

Таким чином, експериментальні дослідження двофазних течій аміаку в горизонтальних каналах при температурі насичення від $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $65\text{ }^{\circ}\text{C}$, запропоновані у цій роботі, розширює існуючі дані [52, 53, 55] при аналогічних масових швидкостях від $50\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ до $160\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ і масовому паровмісті від 0,1 до 0,8. Нові дані випробувань допоможуть зробити крок у напрямку розроблення комплексної та надійної карти двофазного потоку для аміаку в широкому діапазоні граничних умов, яка буде важливою для розроблення та оптимізації існуючих і майбутніх високотемпературних застосувань аміаку в енергетичних установках та системах термоконтролю. Крім того, нові дані

дадуть змогу зрозуміти механізм двофазної теплопередачі аміаку в горизонтальних гладких трубах.

У свою чергу, дослідження особливостей двофазних режимів потоку аміаку у вертикальних і похилих каналах є унікальними і можуть створити експериментально обґрунтований базис для створення універсальної карти режимів киплячого середовища з урахуванням усіх орієнтацій у просторі.

2.1 Експериментальні дослідження

2.1.1 Тестова ділянка з оглядовим склом

Тестову ділянку подано на рисунку 2.1, а, б. Вона складається з трьох послідовно розташованих оглядових вікон, в середині яких протікає двофазний потік аміаку. Спостереження та фотофіксація здійснюються за середнім оглядовим склом. Перше оглядове скло використовується для візуального підтвердження подібності режимів і перевірки того, що ефекти, пов'язані з історією потоку на вході, мінімізовано в місці спостереження. Після розширення третє оглядове скло дає змогу якісно вказати на наявність рідкої плівки у верхній частині трубки, щоб надійніше виявити кільцевий режим.

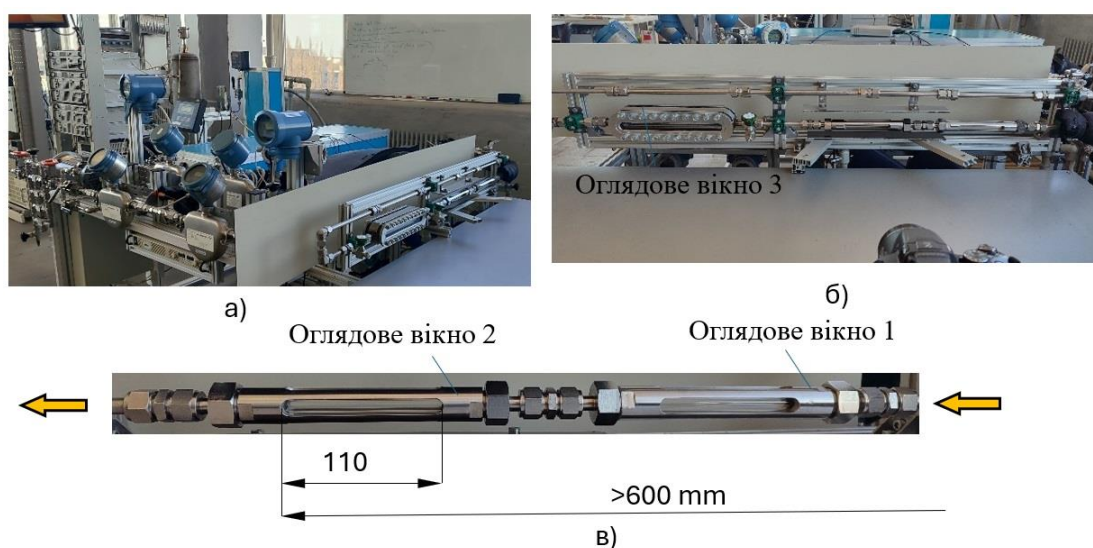


Рисунок 2.1 – Експериментальний стенд з оглядовим склом: а – загальний вигляд, б – ділянка візуалізації, в – випробувальна ділянка

Внутрішній діаметр оглядового скла трубки становить 7,5 мм і вимірюється з точністю $\pm 0,1$ мм. Загальна довжина прозорої кварцової трубки – 110 мм. Шорсткість труби менша ніж $R_a = 0,2$ мкм. Довжина двох сполучених оглядових вікон разом з вхідним/вихідним з'єднанням, виконаним з нержавіючої сталі, становить 350 мм (рисунок 2.1, с). Внутрішній діаметр з'єднань становить 7,5 мм з шорсткістю R_a від 0,4 до 0,7 мкм.

Фотографічний метод для спостереження та ідентифікації двофазних режимів є простим і не раз використовувався. Однак цей метод ніколи не згадувався раніше для візуальної ідентифікації двофазних режимів потоку аміаку при високому тиску.

2.1.2 Опис експериментального стенда

На рисунку 2.2 показано схему випробувального стенда з інтегрованою випробувальною секцією. Він являє собою двофазний контур з механічним прокачуванням та електричними нагрівачами у випарнику (EV) і етиленгліколевою системою охолодження основного конденсатора (MC) та інших споживачів. Максимальний робочий тиск випробувального стенда становить 50 бар, його потужність може досягати 12 кВт, а діапазон робочих температур знаходиться в діапазоні від -25 °C до 80 °C.

У таблиці 2.1 наведено прилади, що використовуються в експериментальному стенді. Подвійні датчики вимірюють найважливіші параметри – масову витрату та абсолютний тиск.

Шестеренчастий насос забезпечує живлення первинного випарника (EV). У випарнику рідкий аміак випаровується внаслідок підведення тепла від електронагрівачів. Масовий паровміст на виході з випарника (EV) і, отже, на вході у зразок визначають за допомогою теплового балансу випарника:

$$x_{ev} = \frac{Q_{el} - Q_{loss} - m_1 [h_{ls}(P_1) - h_l(T_2, P_1)]}{m_1 r(P_1)}, \quad (2.1)$$

де Q_{loss} – теплові втрати, Вт;

Q_{el} – підведена потужність до випарника, Вт;

m_1 – масова витрата теплоносія, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;

$h_{ls}(P_1)$ – питома ентальпія рідини на лінії насичення, $\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1}$;

$h_l(T_2, P_1)$ – питома ентальпія рідини, $\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1}$;

$r(P_1)$ – прихована теплота пароутворення, $\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1}$.

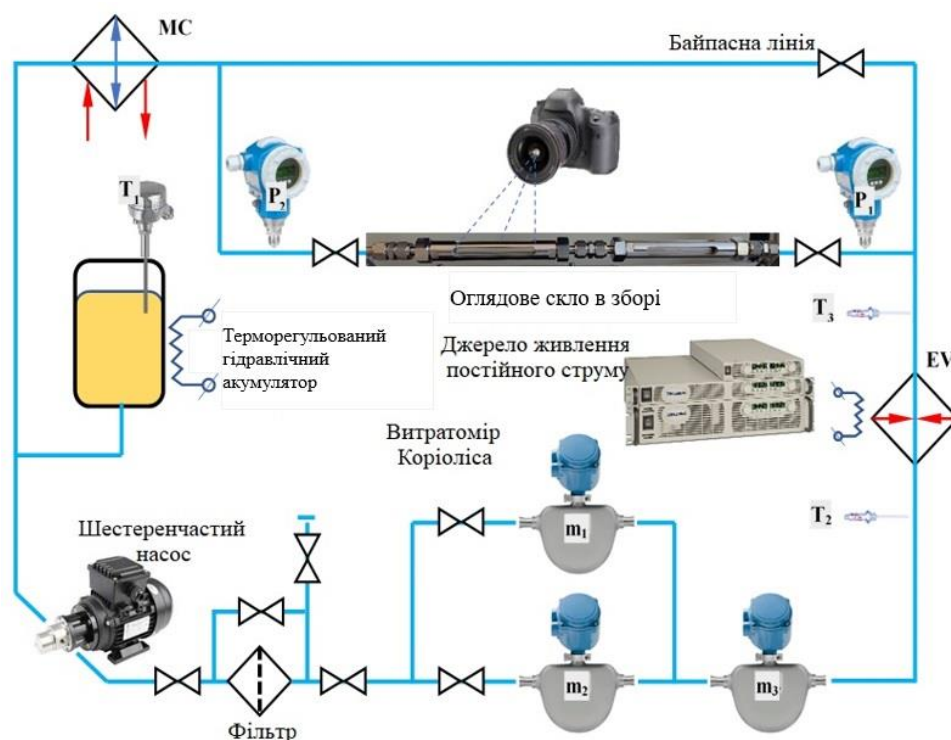


Рисунок 2.2 – Схема випробувального стенда

Таблиця 2.1 – Вимірювальні датчики

Параметри	Найменування датчиків	Похибка вимірювань	Діапазон калібрування
Масова витрата рідкого аміаку m_1	Micro Motion CMFS007 Витратомір Коріоліса	$\pm 0,1 \%$	$1,0 \dots 10,0 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$
Масова витрата рідкого аміаку m_2	Micro Motion CMFS010 Витратомір Коріоліса	$\pm 0,1 \%$	$1,0 \dots 30,0 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$
Масова витрата рідкого аміаку m_3	Micro Motion CMFS015 Витратомір Коріоліса	$\pm 0,1 \%$	$1,0 \dots 30,0 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$
Масова витрата рідкого аміаку m_4	Micro Motion CMFS010 Витратомір Коріоліса	$\pm 0,1 \%$	$1,0 \dots 30,0 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$

Продовження таблиці 2.1

Тиск (P_1, P_2)	PMP71 (Endress&Hauser)	$\pm 5,0$ кПа	0...100,0 бар
Температура рідини T_2, T_3	TM331 (Endress&Hauser)	$\pm 0,14$ °C	20,0...80,0 °C
Потужність нагрівачів стенда Q_{el}	TDK Lambda	$< \pm 1,0$ %	0...12,0 кВт
Масовий паровміст x	Дивись рівняння 2.1	$< \pm 0,02$	0...1,0

Після випробувального зразка двофазний аміак надходить у конденсатор, де конденсується та переохолоджується внаслідок відведення тепла до етиленгліколієвого контуру охолодження.

Теплоізоляція випарника і двофазних ліній забезпечує незначні тепловтрати лінії між виходом з випарника і входом до досліджуваного зразка. Консервативно розрахунковий діапазон невизначеності масового паровмісту не перевищує $\pm 0,02$.

2.1.3 Граничні умови та послідовність випробувань

У таблиці 2.2 наведено граничні умови, які охоплюють найбільш типовий діапазон високого тиску аміачних двофазних контурів. Порівняно з HFC холодоагентами аміак завдяки набагато вищій прихованій теплоті пароутворення та теплоємності в розглянутому діапазоні масових швидкостей G відповідає набагато більш широкому діапазону. Наприклад, від $50 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до $160 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ двофазного потоку аміаку відповідає $330 \dots 1070 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ R134a або від $550 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до $1700 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ для R404A.

Таблиця 2.2 – Двофазні режимні параметри

Внутрішній діаметр трубки, мм	Рівень тиску P_1 , бар	Температура насичення $T_s(P_1)$, °C	Масовий паровміст x	Масова швидкість G , $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$	Положення
7,5	7,3	15,0	0,1...0,8	60,0; 80,0; 100,0; 160,0	Горизонталь не
	13,5	35,0	0,1...0,8	60,0; 80,0; 100,0; 120,0; 140,0; 160,0	
	23,1	55,0	0,1...0,8	80; 100; 120	
	29,5	65,0	0,1...0,8	100; 120; 140; 160	
	13,5; 23,1; 29,5	35,0; 55,0; 65,0	0,1...0,8	80,0; 120,0; 160,0	Вертикальне, висхідний потік (90°)
	23,1	55,0	0,1...0,8	80,0; 120,0	Вертикальне, висхідний потік (15, 45, 60, 75°)
	13,5; 23,1	35,0; 55,0	0,1...0,8	80,0; 120,0	Вертикальне, низхідний потік (-90°)
	13,5; 23,1	35,0; 55,0	0,1...0,8	80,0; 120,0	Вертикальне, низхідний потік (10, 20, 30, 45, 60, 75, 84°)

Фотофіксація робиться при виході на чіткий стаціонарний режим за встановленими граничними умовами, за допомогою показань датчиків випробувального стенда.

2.2 Результати експериментів та їх аналіз для горизонтального положення

2.2.1 Спостережувальні двофазні режими для горизонтального потоку

На рисунку 2.3 показано режими двофазного потоку, отримані при горизонтальному потоці, температурі насичення 35 °C і 65 °C і масовій швидкості $G = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$, де можна чітко виділити три режими. Стратифіковано-хвильовий (SW) режим (наприклад, $G = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і $x = 0,20$) спостерігається у випадках з низьким масовим паровмістом, коли рідка фаза концентрується в нижній частині горизонтальної труби і тече у вигляді хвилястої плівки. Режим SW характеризується нерегулярною частотою та висотою хвиль, які можуть залежати від передісторії потоку (наприклад, різні перешкоди, зміна напрямку потоку), в'язкості рідини та швидкості прослизання фаз. Висока в'язкість і низька швидкість прослизання фаз можуть підтримувати перетворення стратифіковано-хвильового режиму на гладкий стратифікований. Навпаки, збільшення імпульсу потоку парової фази призводить до того, що гребінь хвилі торкається верхньої поверхні горизонтальної труби, забезпечуючи локальне змочування ($G = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і $x = 0,30$). Таку поведінку можна визначити як початок переходу від SW до кільцево-хвильового (AW) режиму ($G = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і $x = 0,4$). У режимі AW імпульс потоку парової фази є достатньо високим, щоб видути рідину з гребнів хвилі, утримуючи тонку рідинну плівку у верхній частині горизонтальної труби. Хвилі в нижній рідинній плівці затухають зі збільшенням імпульсу потоку парової фази, і відбувається перехід від режиму AW до кільцевого (A) ($G = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і $x = 0,5$ при $T_s = 35^\circ\text{C}$). Слід зазначити, що кільцевий режим течії

характеризується нерівномірним розподілом рідкої фази в трубці. У кожному розглянутому випадку плівка рідини у верхній частині трубки тонка. Однак навіть тонка рідка плівка може значно вплинути на теплообмін між конденсацією та кипінням.



Рисунок 2.3 – Результати випробувань для аміаку при $T_s = 35^\circ\text{C}$ і 65°C та $G = 100 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$. SW - стратифіковано-хвильовий; SLUG – снарядний; AW - кільцево-хвильовий; A - кільцевий

Зазвичай, перехід від SW до A зміщується з більш високим масовим паровмістом та температурою насичення. Кільцево-хвильовий режим візуально більш сформований для випадків з високою температурою насичення.

2.2.2 Складання карти режимів для горизонтального двофазного потоку

Можна припустити, що імпульс потоку парової фази є критичним фактором переходу для двофазних режимів течії, який обернено пропорційний густині пари. У свою чергу, густина пари аміаку сильно залежить від температури насичення. На рисунку 2.4 запропоновано узагальнення

спостережуваних двофазних режимів на основі координат умовного потоку імпульсів парової та рідинної фаз, уведених Х'юїтом і Робертсом [56] для вертикальних потоків пара-вода:

$$J_{V0} = \rho_V W_{V0}^2 = \frac{x^2 G^2}{\rho_V}; \quad (2.2)$$

$$J_{L0} = \rho_L W_{L0}^2 = \frac{(1-x)^2 G^2}{\rho_L}. \quad (2.3)$$

Таким чином, лінія постійного імпульсу потоку ($J_{V0} = 100 \text{ кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{м}^{-2}$), котра запропонована для розрізнення емульсійного та кільцевого режимів у вертикальній трубі, точно працює для переходу аміаку від SW до AW у горизонтальній трубі. Лише імпульс потоку парової фази визначає перехід від SW до AW для аміаку за зазначеними граничними умовами. У цьому контексті використання складних кореляцій, подібних до запропонованих [50, 51, 52, 54], є неможливими, принаймні для адіабатичного потоку аміаку в горизонтальних трубах. У випадку діабатичних двофазних потоків аміаку при кипінні та конденсації кореляції мають бути обґрунтовані для більш широкого діапазону граничних умов, включаючи умови застосування високого тиску насичення.

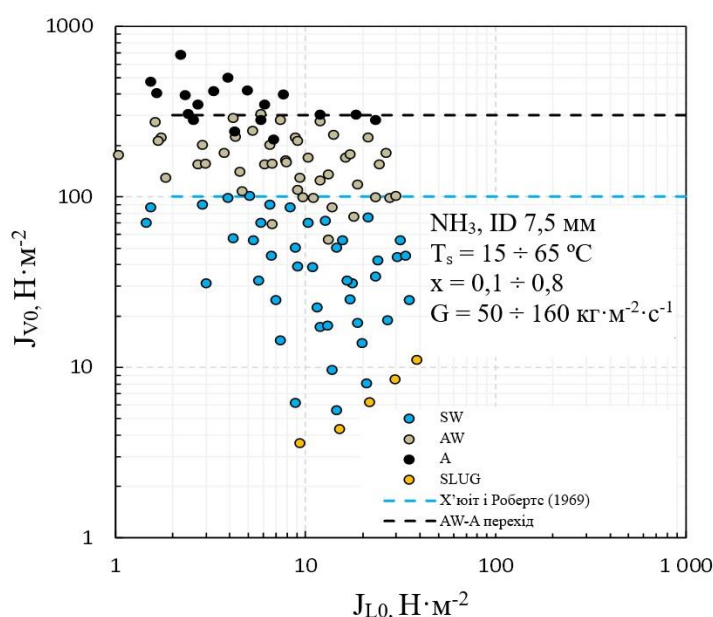


Рисунок 2.4 – Карта двофазних режимів у координатах Х'юїта та Робертса для горизонтального положення труби з внутрішнім діаметром 7,5 мм при рівні насичення від 15 °C до 65 °C і масовій швидкості від 50 $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до 160 $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$

Кореляція об'ємного паровмісту Рухані [64] була обґрунтована та підтверджена для потоку аміаку в горизонтальних трубах при подібних температурах насичення та масових швидкостях [65]. Це дає змогу скласти карту двофазних режимів для аміаку в координатах дійсного потоку імпульсів парової та рідинної фаз:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_V} \left[(1 + 0,12(1 - x)) \left[\frac{x}{\rho_V} + \frac{1 - x}{\rho_L} \right] + \frac{1,18(1 - x)[g\sigma(\rho_L - \rho_V)]^{0,25}}{G\rho_L^{0,5}} \right]^{-1}; \quad (2.4)$$

$$J_V = \rho_V W_V^2 = \frac{x^2 G^2}{\rho_V \varepsilon^2}; \quad (2.5)$$

$$J_L = \rho_L W_L^2 = \frac{(1 - x)^2 G^2}{\rho_L (1 - \varepsilon)^2}. \quad (2.6)$$

На рисунку 2.5 показано оновлену карту режимів. Висновок про постійну лінію імпульсу потоку дійсний для нових координат, припускаючи перехід SW-AW при $J_V = 130 \text{ кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{м}^{-1}$ і перехід AW-A при $J_V = 300 \text{ кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{м}^{-1}$.

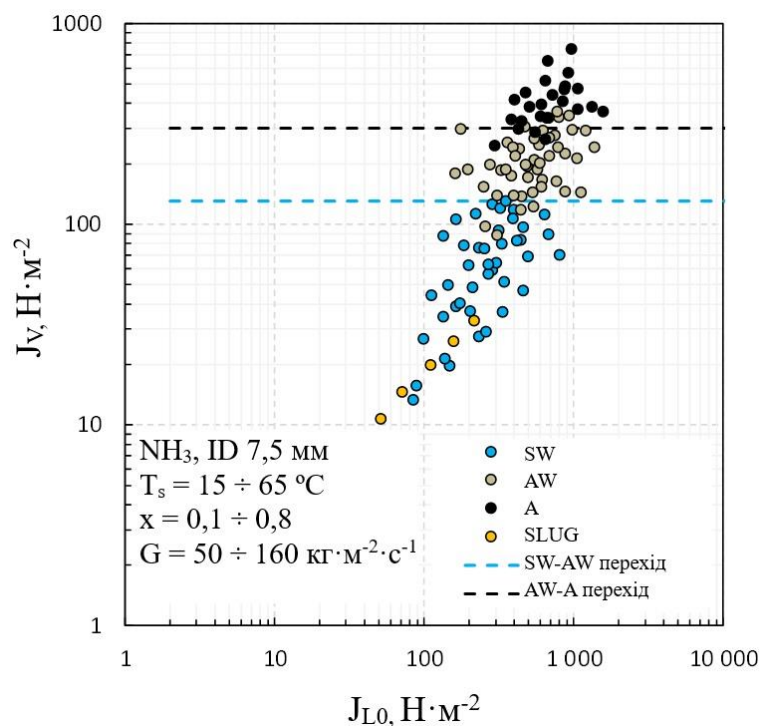


Рисунок 2.5 – Карта двофазних режимів аміаку в розширених координатах для горизонтального положення труби з внутрішнім діаметром 7,5 мм при рівні насичення від 15 °C до 65 °C і масовій швидкості від 50 $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до 160 $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$

Для порівняння згідно з моделлю Каттана [51] пропонується крива переходу між стратифіковано-хвильовим та кільцевим режимами для адіабатичного горизонтального потоку:

$$G_{\text{Kattan}} = \sqrt{\frac{16A_{VD}^3 g D \rho_L \rho_V}{\pi^2 x^2 \sqrt{1 - (2h_{LD} - 1)^2} \left[\frac{\pi^2}{25h_{LD}^2} \left(\frac{Fr}{We} \right)_L + 1 \right]}} + 50. \quad (2.7)$$

У свою чергу отримана межа для аміаку (рисунок 2.4) відповідає умовному імпульсу потоку:

$$G_{\text{new}} = \sqrt{\frac{\rho_V J_{V0}}{x^2}} = \frac{10}{x} \sqrt{\rho_V}. \quad (2.8)$$

Очевидно, проблема полягає в тому, як рівняння (2.7) може зменшитися до рівняння (2.8) для аміаку при високих температурах насичення. Щоб з'ясувати це, потрібно більше тестів, принаймні з іншим діаметром труби. Проте можна констатувати один незаперечний факт: теорія механізму переходу між двофазними режимами потребує оновлення. Більше випробувань нових рідин з різними властивостями за нових граничних умов можуть підтвердити цей процес.

2.2.3 Порівняння результатів з існуючими картами двофазного потоку аміаку

Подання двофазних режимів у координатах імпульсу потоку є багатообіцяючими. На рисунку 2.6, а показано наявні дані випробування [52] для горизонтальної труби з внутрішнім діаметром 14 мм при рівні насичення 4 °С в діабатичних умовах і дані [53] для короткого набору адіабатичних випадків труби з внутрішнім діаметром 14 мм (рисунок 2.6, б). На рисунку 2.7 зображено дані випробувань [55] для горизонтальних труб з внутрішнім діаметром 4 мм (а) і внутрішнім діаметром 8 мм (б) при температурах насичення від -15 °С до 5 °С. Кожен автор не виділяв кільцево-хвильовий режим окремо, а вважав його як перехідний A-SW або A/(SW). Можна припустити, що кільцево-хвильовий режим є самодостатнім і що перехід від режиму SW до AW є критичним для опису двофазних гідравлічних і

теплообмінних механізмів у горизонтальних трубах. Крім того, попередні автори не запропонували достатніх зображень режимів потоку, щоб можна було ефективно порівнювати його з новими даними. Цей факт додає суттєвого суб'єктивізму і невизначеності.

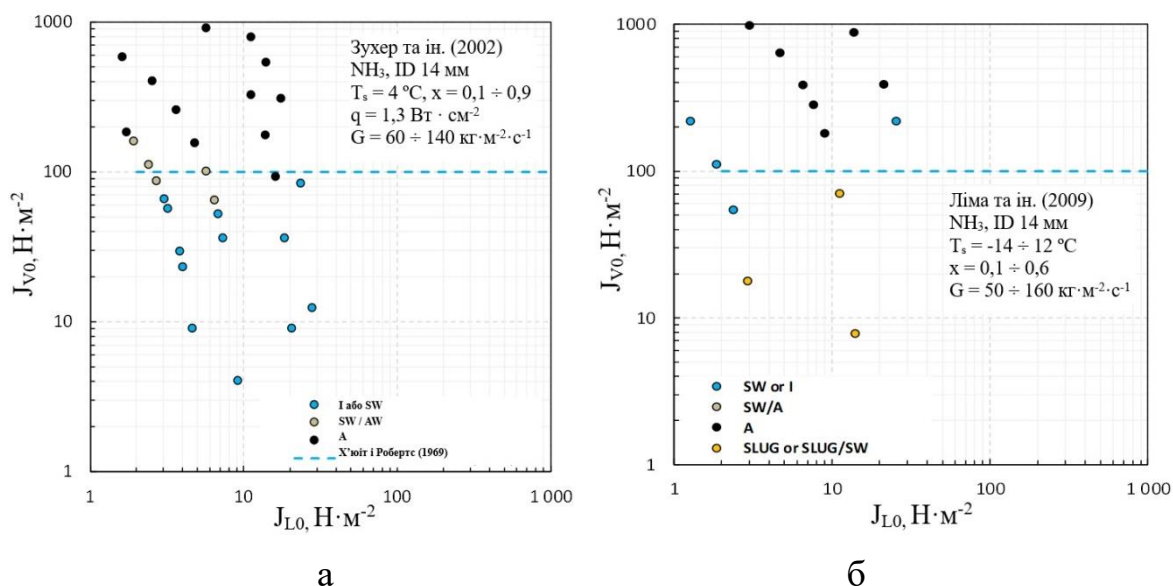


Рисунок 2.6 – Дані випробування двофазних режимів для аміаку в горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 14 мм: а – [52], б – [53]

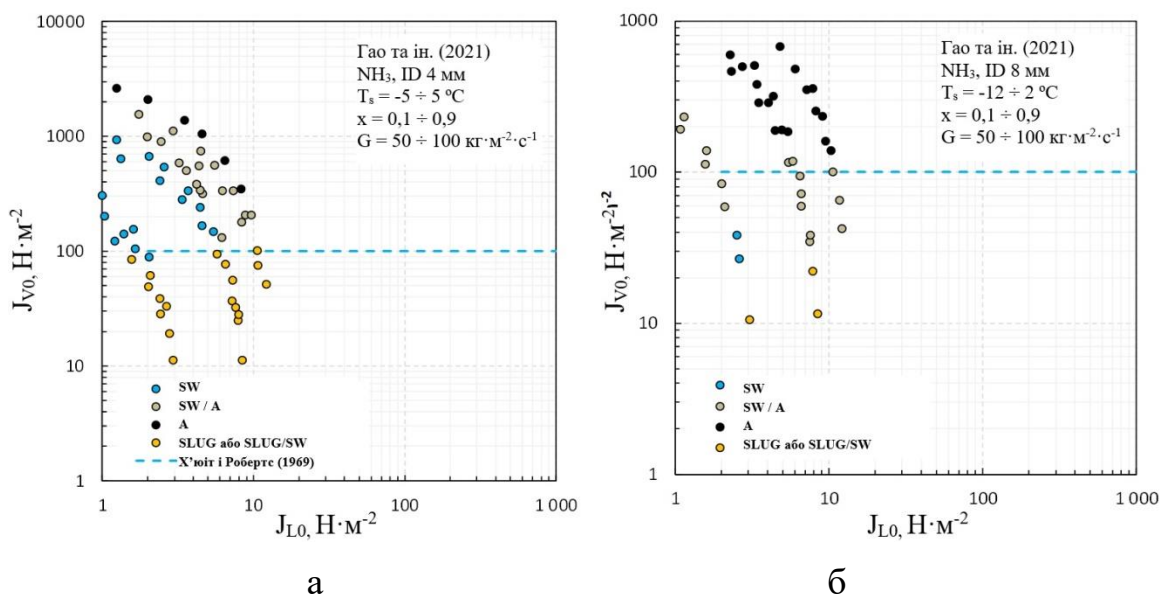


Рисунок 2.7 – Дані випробувань двофазних режимів для аміаку в горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 4 і 8 мм: а – [55] ID 4 мм, б – [56] ID 8 мм

Загалом, отримані дані [52] показують подібні висновки щодо лінії переходу між SW та A при постійному імпульсу потоку пари (рисунк 2.6, а). Викликає здивування те, що автори не представили дані в координатах імпульсу потоку, а перехід від SW до A описували згідно рівняння 2.7 [51]. На рисунку 2.6, б отримані дані [53] показують значну недостатність експериментальної інформації для будь-яких висновків. У роботі [55] показано суперечливі результати для труб з внутрішнім діаметром ID 4 і 8 мм. Перехід від SLUG/SW до SW у трубі з внутрішнім діаметром 4 мм відбувається точно за лінією Хевіта та Робертса (рисунк 2.7, а). Цей факт породжує питання про інтерпретацію двофазних режимів, оскільки кількість зображень, що ілюструють ситуацію в потоці, недостатня для об'єктивного судження. Кількісно різниця між режимами двофазного потоку може вплинути на поведінку втрат тиску на тертя та механізм тепловіддачі. Таким чином, нова спрощена модель для двофазного перебігу аміаку в горизонтальних каналах може бути узагальнена у такому вигляді:

$$J_{v0} = \begin{bmatrix} \leq 10 & \text{SLUG} \\ 10 \text{ to } 100 & \text{SW} \\ 100 \text{ to } 300 & \text{AW} \\ \geq 300 & \text{A} \end{bmatrix}. \quad (2.9)$$

2.3 Результати експериментів та їх аналіз для вертикального положення

2.3.1 Спостережувальні двофазні режими для висхідного потоку

На рисунку 2.11 показано отримані двофазні режими при висхідному потоці для різних температур насичення. Було ідентифіковано чотири режими: снарядний, емульсійний (C), кільцево-хвильовий (AW) і кільцевий (A). Особливості снарядного та кільцевого режимів очевидні. Відмінність між емульсійним і кільцево-хвильовим режимами на основі фотозображення є суб'єктивною. Припустимо, що картина емульсійного режиму відповідає потоку

з сильно деформованими паровими скупченнями та міжфазною поверхнею. У кільцево-хвильовому потоці видима базова проєкція міжфазної поверхні має існувати біля стінки.

На рисунку 2.12 запропоновано узагальнення спостережуваних двофазних режимів на основі координат потоку імпульсів парової та рідинної фаз, уведених Хевітом і Робертсом [56] для вертикальних потоків пара-вода (рівняння (2.2), (2.3)).

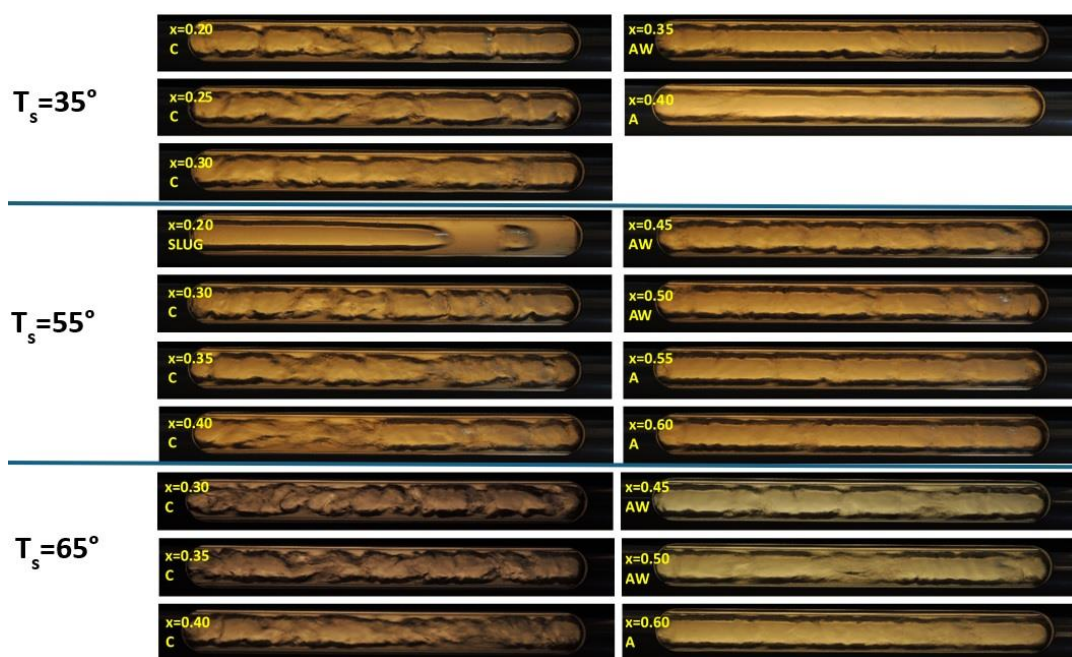


Рисунок 2.11 – Висхідний потік (90°) при $G = 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. C - емульсійний; AW - кільцево-хвильовий; A – кільцевий; SLUG – снарядний

Перехідна крива Хевіта і Робертса погано підходить для спостережуваних режимів потоку аміаку, особливо для переходу C-SLUG. Однак лінія переходу А-С ($J_{V0} = 100 \text{ кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{м}^{-1}$) якісно відповідає спостережуваним переходам у потоці аміаку. Діапазон від $J_{V0} = 10 \text{ кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{м}^{-1}$ до $20 \text{ кг} \cdot \text{с}^{-2} \cdot \text{м}^{-1}$ можна розглядати як перехідний для C-SLUG.

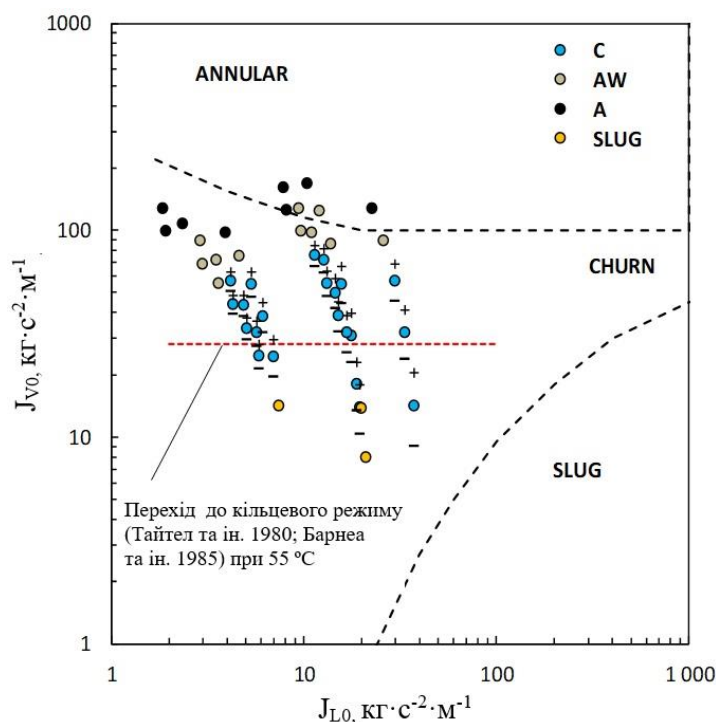


Рисунок 2.12 – Карта двофазних режимів у координатах Хевіта та Робертса для вертикального положення труби з внутрішнім діаметром 7,5 мм (маркери «+» і «-» відповідають мінімальним і максимальним оцінкам)

У роботі [66], заснованій на висновках [67], припускається, що існує певна швидкість прослизання газової фази, яка є достатньо великою, щоб підняти найбільшу стабільну краплю з труби, і, отже, може відокремити кільцевий потік від інших:

$$W_{V0} = 3,1 \left[\frac{\sigma(\rho_L - \rho_V) \sin \phi}{\rho_V^2} \right]^{1/4}, \quad (2.10)$$

де ϕ – кут нахилу, град.

З рисунка 2.12 видно, що рівняння (2.10) не дуже підходить для розглянутих випадків для аміаку навіть для висхідного потоку при $\phi = 90^\circ$. Крім того, нещодавнє дослідження для CO_2 чітко показує обмежену здатність існуючих карт передбачати режими висхідного та низхідного потоків у трубі з внутрішнім діаметром 8 мм [68]. Можна припустити, що надійні феноменологічні карти режимів висхідного та низхідного потоків все ще

потребують розроблення на основі майбутніх комплексних випробувань однокомпонентних (киплячих) рідин у різних трубах за різних граничних умов.

На рисунках 2.13 і 2.14 показано спостережувані режими потоку аміаку при різних нахилах труби у висхідному потоці. Чіткого емульсійного режиму не існує навіть при невеликому нахилі труби ($\varphi = 75^\circ$). Це узгоджується зі спостереженнями [66] для труб з внутрішнім діаметром 21 і 55 мм з повітряно-водяним потоком. Замість емульсійного режиму з'являється кільцево-хвильовий, який надалі трансформується в стратифіковано-хвильовий.

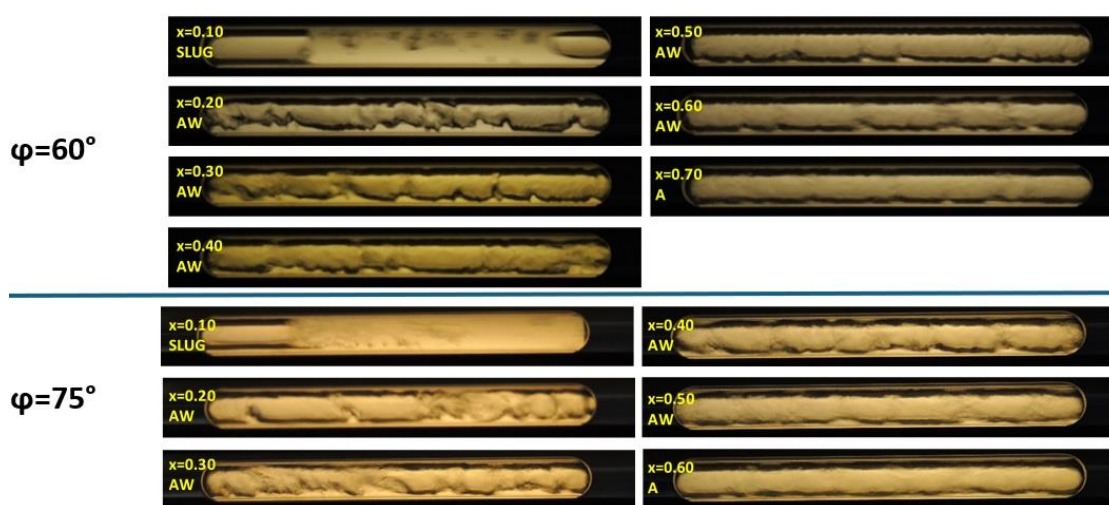


Рисунок 2.13 – Висхідний похилий потік (φ) при $G = 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і $T_s = 55^\circ \text{C}$.

AW - кільцево-хвильовий; А – кільцевий; SLUG – снарядний

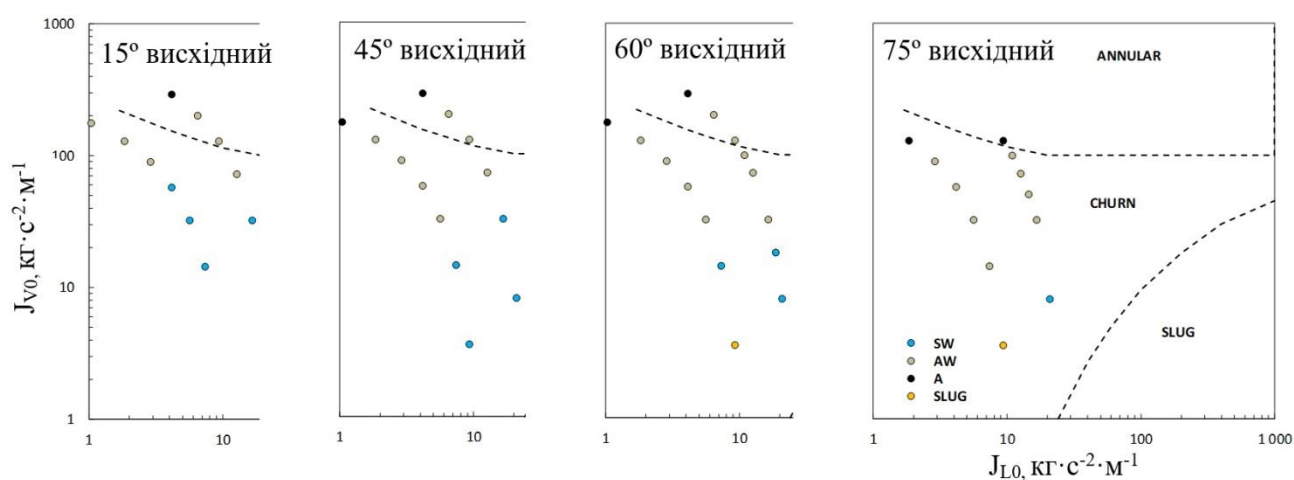


Рисунок 2.14 – Режимы при висхідному потоці
($G = 80\text{--}120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$, $T_s = 55^\circ \text{C}$, $x = 0,1\text{--}0,8$)

2.3.2 Наявні двофазні режими для низхідного потоку

На рисунку 2.15 показано ідентифіковані режими для низхідного двофазного потоку. У цьому випадку режим між горизонтальним і низхідним ($\varphi = -30^\circ$) потоками різко змінюється. Плавний стратифікований режим існує у похилій трубі навіть при $x = 0,4$, що має відбиватися на поведінці коефіцієнта тепловіддачі при конденсації. Снарядний режим – типовий для низхідного потоку при низькому масовому паровмісті, він з’являється при нахилі -84° , це означає, що горизонтальні режими (стратифікований, стратифіковано-хвильовий, кільцево-хвильовий) переважають при нахилі до -75° .



Рисунок 2.15 – Низхідний похилий потік при $G = 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і $T_s = 55^\circ \text{C}$

На рисунку 2.16 показано режими течії при різному нахилі в координатах умовного імпульсу потоку фаз. Гладкий стратифікований режим замінює стратифіковано-хвильовий у більшості випадків, починаючи з невеликого нахилу від $\varphi = -10^\circ$ до -45° . Цей факт можна пояснити прискоренням рідинної плівки на нижній стороні в осьовому напрямку завдяки дії сили тяжіння, що призводить до зменшення швидкості прослизання фаз, яка головним чином визначає перехід від режиму SW до режиму S. При нахилі -60° карта режимів стає дуже схожою на горизонтальні випадки, але режим SW має більше ознак режиму AW. Це можна пояснити дією сили тяжіння, яка сприяє осьовому потоку конденсату у верхній частині периметра труби.

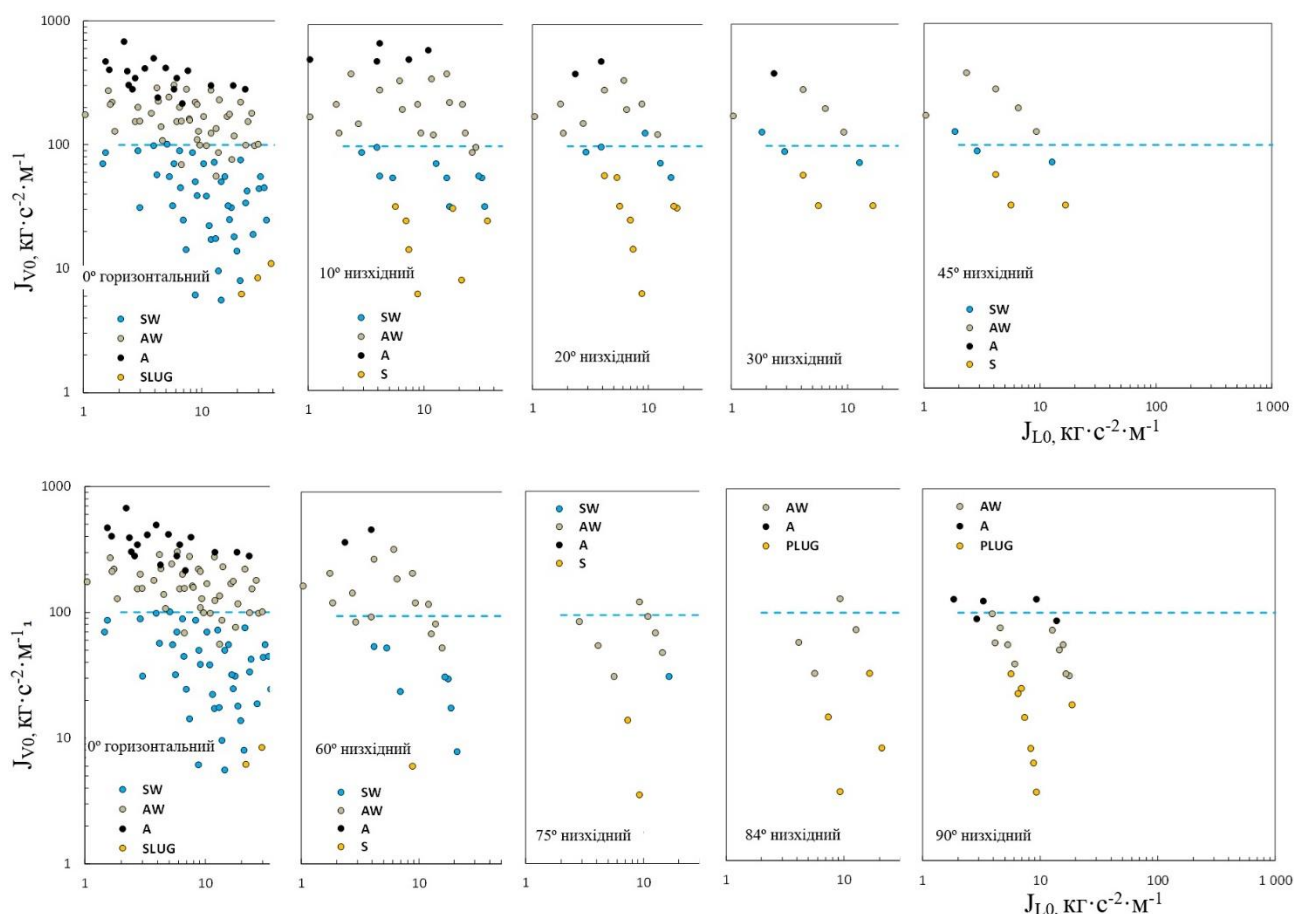


Рисунок 2.16 – Режими течії при похилому низхідному потоці у координатах міжфазного імпульсу потоку ($G = 80 - 120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$, $T_s = 35^\circ \text{C} - 55^\circ \text{C}$, $x = 0,1 - 0,8$)

2.4 Висновки по розділу 2

Виконано експериментальне дослідження по режимах адіабатичної двофазної течії аміаку в трубі з внутрішнім діаметром 7,5 мм для трьох випадків: горизонтальна, висхідна та низхідна течія аміаку. У якості режимних параметрів було вибрано: температура насичення – від 15 до 65 °С, масовий паровміст – від 0,1 до 0,8, масова швидкість – від 50 до 160 кг·м⁻²·с⁻¹.

Для течії аміаку в горизонтальних і вертикальних трубах при тиску насичення від 7,3 бар до 29,5 бар запропоновано узагальнити режими адіабатичної двофазної течії аміаку у вигляді карти двофазних режимів, котра відрізняється від існуючих карт визначною роллю імпульсу потоку парової фази та використовується в подальшому аналізі механізмів конденсації, кипіння та втрат механічної енергії в трубах

Для горизонтального положення були отримані двофазні режими при високому тиску, які частково відповідають спостереженням інших авторів для аміаку при тиску насичення від 2,45 бар до 6,6 бар.

Для вертикального висхідного потоку показано низьку кількісну адекватність існуючих моделей щодо двофазного режиму течії. Разом з тим діапазон імпульсу потоку пари, при якому починається формування кільцево-хвильового режиму у вертикальному висхідному потоці, добре узгоджується з отриманими оцінками для горизонтального потоку.

Отримані дані для вертикального низхідного потоку показують, що на відміну від горизонтальної течії з'являється гладкий стратифікований режим, який зі збільшенням нахилу до 45 градусів існує при більш високих значеннях імпульсу парової фази, що опосередковано підтверджується висновками інших авторів.

Результати, що наведені в розділі 2, опубліковано у [Б.1, Б.4, Б.5].

РОЗДІЛ 3

КОНДЕНСАЦІЯ АМІАКУ В ГЛАДКИХ ТРУБАХ ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ТА ВЕРТИКАЛЬНОМУ ПОЛОЖЕННЯХ

Конденсація є вирішальним складовим процесом у будь-якій двофазній системі. Механізм і явища конденсації пари при різній орієнтації випробувального зразка добре вивчені якісно і кількісно для традиційних холодоагентів CFC і HCFC [69, 70, 71, 72], які широко використовуються в конденсаторах систем кондиціонування повітря та холодильної техніки.

Велика увага приділяється вивченню конденсації аміаку на зовнішній поверхні трубки (горизонтальній або вертикальній). Дослідження, присвячені конденсації аміаку всередині труби, зустрічаються рідко. У роботах [73, 74] було проаналізовано процес конденсації аміаку в горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 8,1 мм при температурі насичення 35 °C і масових швидкостях від 20 до 270 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$. Також досліджувалась [75] конденсація аміаку в малих трубках (внутрішній діаметр – 0,98...2,16 мм) при температурі насичення від 30 до 60 °C і масових швидкостях від 75 до 225 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$. Робота [76] присвячена особливості конденсації аміаку в пластинчастих теплообмінниках з гідравлічним діаметром 2,99 мм при температурі насичення від 10 до 23 °C і масових швидкостях від 21 до 78 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$. Існуючі дані випробувань не можуть дати адекватного та повного уявлення про механізм конденсації аміаку в горизонтальній трубці з урахуванням усіх факторів. Зокрема, в роботі [76] зазначено, що існуючі феноменологічні та емпіричні кореляції розроблені в основному для холодоагентів CFC і HCFC, суттєво (на 100...300 %) переоцінюють коефіцієнти тепловіддачі для труби великого діаметра (8,1 мм), але дають оцінки занижені для труб малого діаметра (0,98, 1,44 і 2,16 мм). Таким чином, існуючі експериментальні результати щодо аміаку не можуть вважатися надійними без адекватного порівняння та незалежних повторних досліджень.

У межах цієї роботи вперше було виконано експериментальне дослідження конденсації аміаку в алюмінієвих трубках з внутрішнім діаметром 8 мм і 11 мм при різних напрямках потоку. Основна задача експериментів – порівняти та розширити існуючі дані про конденсацію аміаку в трубах, що забезпечить подальший розвиток теорії конденсації.

3.1 Експериментальні дослідження

3.1.1 Тестові зразки

Як конденсатор аміаку випробовуються двополичні екструдовані алюмінієві профілі з внутрішнім діаметром 8 мм і 11 мм (рисунок 3.1). Матеріал профілю – AL6061. Внутрішня шорсткість коливається в межах від 0,4 до 1,0 мкм. На рисунку 3.2 показано загальну схему досліджуваного зразка з етиленгліколевими лініями охолодження та 12 – поверхневими термопарами ($T_{t1}, \dots, t4$; $T_{m1}, \dots, m4$; $T_{b1}, \dots, b4$), установленими в чотирьох секціях уздовж профілю. Тепловий контакт між лінією охолодження та профілем забезпечує графітова прокладка.

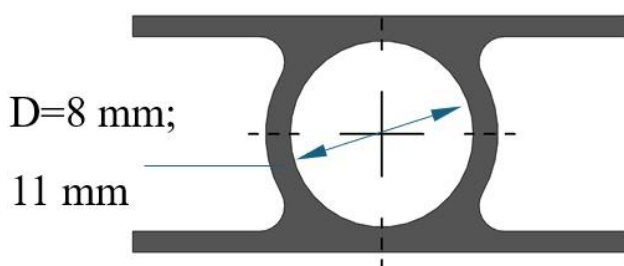


Рисунок 3.1 – Двополичні екструдовані алюмінієві профілі

3.1.2 Експериментальний стенд

Тестові зборки (рисунок 3.2) інтегрувалися в універсальний аміачний експериментальний стенд (див. рисунок 2.2) [82] з додатковими модифікаціями

(рисунок 3.3), необхідними для надійної ідентифікації середніх коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації. Зокрема, був доданий змішувач, в якому двофазний потік після часткової конденсації парової фази у тестовому каналі (див. рисунок 3.2) зазнає повної конденсації внаслідок змішування з рідким аміаком байпасної лінії.

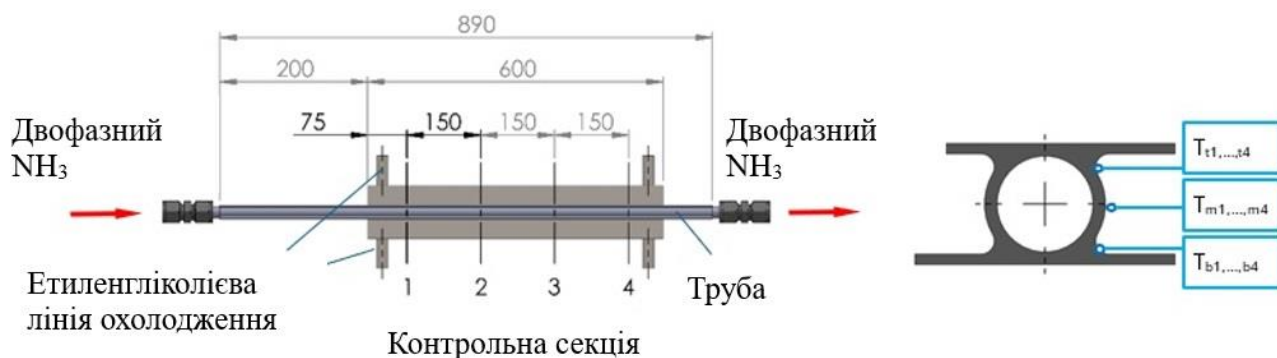


Рисунок 3.2 – Схема випробувального зразка

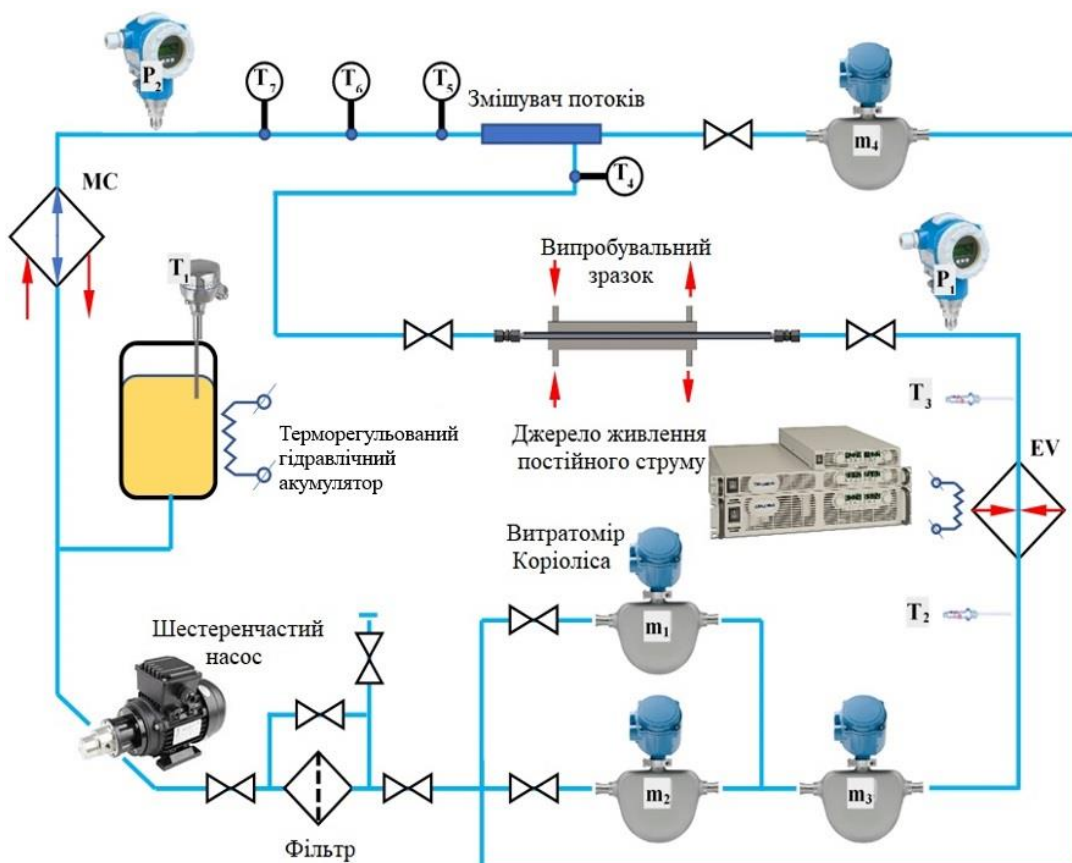


Рисунок 3.3 – Принципова схема випробувального станда

Шестеренчастий насос забезпечую циркуляцію аміаку в контурі. Необхідний розподіл рідини між основною (m_1) лінією випарника (EV) та байпасною (m_4) налаштовується вручну за допомогою спеціальних клапанів. У випарнику рідкий аміак випаровується завдяки теплу, яке підводять електричні нагрівачі. Масовий паровміст на виході з випарника (x_{ev}) і, отже, на вході в досліджуваний зразок визначається за тепловим балансом випарника (рівняння (2.1)).

Потім двофазний потік надходить до досліджуваного зразка (рис. 3.2), де пара частково конденсується внаслідок відведення тепла до етиленгліколю, який прокачується по лініях охолодження. Після цього двофазний аміак надходить у проточний змішувач, який являє собою довгу трубку з кількома вигинами. Тут відбувається конденсація пари завдяки теплообміну з холодною рідиною (m_4). Обов'язковою є повна конденсація пари на виході з проточного змішувача і переохолодження не менше ніж на 5 К. Відповідність між показаннями занурених датчиків температури T_7 і T_6 доводить повну конденсацію. Зокрема, у разі повної конденсації різниця температур ($T_7 - T_6$) має бути близькою до нуля в межах точності датчиків.

Масовий паровміст двофазного потоку на виході з досліджуваного зразка можна знайти з рівняння збереження енергії проточного змішувача, припускаючи повну конденсацію пари на виході змішувача:

$$m_1 h_m(P_2) + m_4 h_l(T_4, P_2) = (m_1 + m_4) h_l(T_7, P_2); \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} m_1 [h_{ls}(P_2)(1 - x_{fm}) + h_{vs}(P_2)x_{fm}] + m_4 h_l(T_4, P_2) = \\ = (m_1 + m_4) h_l(T_7, P_2); \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$x_{fm} = \frac{(m_1 + m_4) h_l(T_7, P_2) - m_4 h_l(T_4, P_2) - m_1 h_{ls}(P_2)}{m_1 (h_{vs}(P_2) - h_{ls}(P_2))}. \quad (3.3)$$

У таблиці 3.1 подано вимірювальне обладнання, що використовується під час експериментів. Подвійні датчики для вимірювання масової витрати (m_1 і m_3 або m_2 і m_3) і тиску в системі встановлено на вході та виході тестового зразка (P_1 і P_2). Цей підхід мінімізує можливу похибку вимірювання та забезпечує гнучкість у регулюванні масової витрати.

Таблиця 3.1 – Вимірювальне обладнання

Параметри	Найменування датчиків	Похибка вимірювань	Діапазон калібрування
Масова витрата рідкого аміаку m_1	Micro Motion CMFS007 Витратомір Кориоліса	$\pm 0.1\%$	$1,0 \dots 10,0 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$
Масова витрата рідкого аміаку m_2	Micro Motion CMFS010 Витратомір Кориоліса	$\pm 0.1\%$	$1,0 \dots 30,0 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$
Масова витрата рідкого аміаку m_3	Micro Motion CMFS015 Витратомір Кориоліса	$\pm 0.1\%$	$1,0 \dots 30,0 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$
Масова витрата рідкого аміаку m_3	Micro Motion CMFS010 Витратомір Кориоліса	$\pm 0.1\%$	$1,0 \dots 30,0 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$
Тиск P_1, P_2	PMP71 (Endress&Hauser)	$\pm 5.0 \text{ кПа}$	$0 \dots 100,0 \text{ бар}$
Температура рідини T_2, T_3	TM331 (Endress&Hauser)	$\pm 0,14 \text{ }^\circ\text{C}$	$20,0 \dots 80,0 \text{ }^\circ\text{C}$
	RTD100 1/10 DIN (Picotech)	$\pm 0,14 \text{ }^\circ\text{C}$	$20,0 \dots 80,0 \text{ }^\circ\text{C}$
Поверхневі датчики температури $T_{t1, \dots, t4}; T_{m1, \dots, m4};$ $T_{b1, \dots, b4}$	T-thermocouple (OMEGA)	$\pm 0,20 \text{ }^\circ\text{C}$	$20,0 \dots 80,0 \text{ }^\circ\text{C}$
Потужність нагрівачів стенду Q_{el}	TDK Lambda	$0 \div 12 \text{ кВт}$	$\pm 1,0\%$
Масовий паровміст x_{fm}	Дивись рівняння (3.3)	$< \pm 0,01$	$0 \dots 1,0$
Масовий паровміст пару x_{ev}	Дивись рівняння (2.1)	TBD	$0 \dots 1,0$

Нехтуючи невизначеністю властивостей аміаку, масовою витратою ($\pm 0,1\%$, див. таблицю 3.2) і абсолютним тиском (± 5 кПа, див. таблицю 3.2), можна отримати такі прості оцінки невизначеності масового паровмісту на виході:

$$\pm \Delta x_{fm} \approx \pm 2\Delta T \frac{C_p(T)}{r(P)} \left[1 + \frac{m_4}{m_1} \right]. \quad (3.4)$$

Наприклад, на рівні насичення 65°C при відношенні масової витрати ($m_4/m_1 = 4$) границя невизначеності ідентифікації масового паровмісту становить $\pm 0,005$. Для майбутніх аналізів невизначеність x_{fm} береться консервативно як $\pm 0,01$.

Основним фактором невизначеності x_{ev} у рівнянні 2.1 є тепловтрати випарника (Q_{loss}). При спеціальних випробуваннях заграничних умов, близьких до майбутніх експериментів без охолодження досліджуваного зразка, втрати тепла випарника можна визначити з рівняння (2.1):

$$Q_{loss} = Q_{el} - m_1 r(P_1) x_{fm} - m_1 [h_{ls}(P_1) - h_l(T_2, P_1)]. \quad (3.5)$$

3.1.3 Граничні умови

У таблиці 3.2 подано граничні умови для горизонтального положення. Для конфігурацій висхідного та низхідного потоків передбачається більш вузький діапазон граничних умов. Діапазон масових швидкостей аміаку, розглянутий у цьому дослідженні, еквівалентний більш широкому діапазону традиційних холодоагентів за вмістом тепла завдяки значно вищій прихованій теплоті випаровування та теплоємності. Наприклад, $120 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ двофазного потоку аміаку відповідає $800 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ R134a або $1300 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ R404A. Отже, запропоновані контрольні точки можуть охоплювати значний діапазон застосувань аміаку як холодоагенту або робочої рідини для передачі тепла.

У цьому експерименті не вимірювалось спадання тиску в профілі, вважалося, що воно було значно меншим (< 1 кПа, оцінене в роботі [78]), порівняно з невизначеністю манометрів P_1 і P_2 (± 5 кПа). Під час експериментів різниця тиску ($P_1 - P_2$) не перевищувала 10 кПа для кожного випадку, це

підтверджувало очікування. Таким чином, можна вважати, що температура насичення аміаку вздовж зразка труби постійна і відповідає тиску на вході: $T_s(P_1)$. Невизначеність тиску в системі (± 5 кПа) призводить до невизначеності температури насичення $\Delta T_s = \pm 0,13$ °C при $T_s = 35$ °C і $\pm 0,07$ °C при 65 °C.

Таблиця 3.2 – Двофазні граничні умови

Діаметр, мм	Рівень тиску, P_1 , бар	Температура насичення $T_s(P_1)$, °C	Масовий паровміст x	Масова витрата на вході m_1 , $г \cdot c^{-1}$	Масова швидкість на вході G, $кг \cdot м^2 c^{-1}$
8	13,5; 23,1; 29,5	35,0; 55,0; 65,0	0,1...0,9	2,0...8,0	40,0...160,0
11	13,5; 23,1; 29,5	35,0; 55,0; 65,0	0,1...0,9	2,0...11,5	20,0...120,0

3.2 Результати експериментів

3.2.1 Характеристика тепловтрат

Було проведено низку випробувань з адіабатичними умовами у тестовому зразку при різних рівнях насичення, масовому паровмісті та масових швидкостях (див. таблицю 3.2). На рисунку 3.4 показано оцінки тепловтрат (Q_{loss}), які визначені за рівнянням (3.5) для розглянутих експериментальних точок.

На рисунку 3.5 показано порівняння масового паровмісту, визначеного з рівнянням (3.2) на основі теплового балансу потокового змішувача (x_{fm}), з тими, що надходять з теплового балансу випарника (x_{ev}) з інтерпольованою залежністю втрат тепла (див. рисунок 3.4). Таким чином, різниця $|x_{fm} - x_{ev}|$ менше 0,02 для більшості тестових точок.

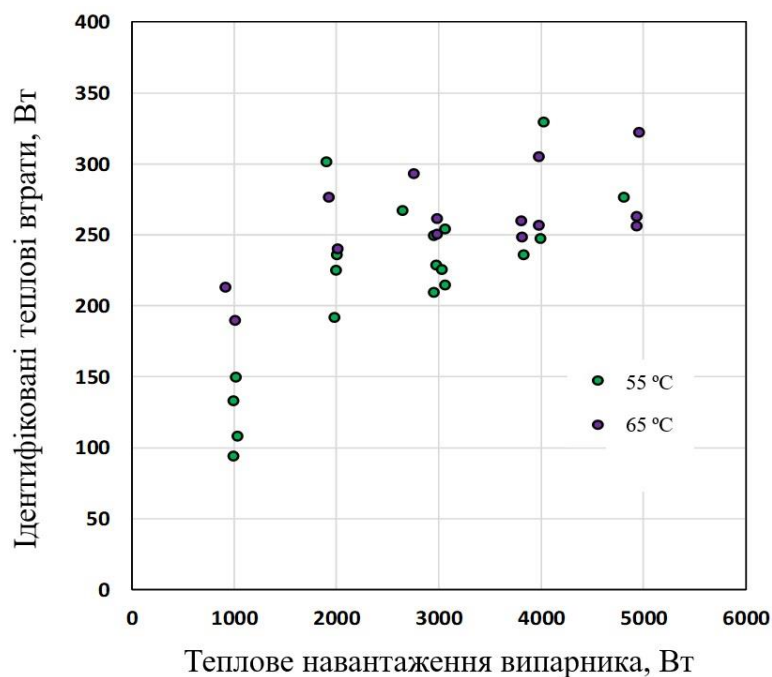


Рисунок 3.4 – Графік залежності тепловтрат від теплового навантаження випарника при різних рівнях насичення (55 °C, 65 °C) і масових швидкостях (від 20 кг·м⁻²·с⁻¹ до 90 кг·м⁻²·с⁻¹)

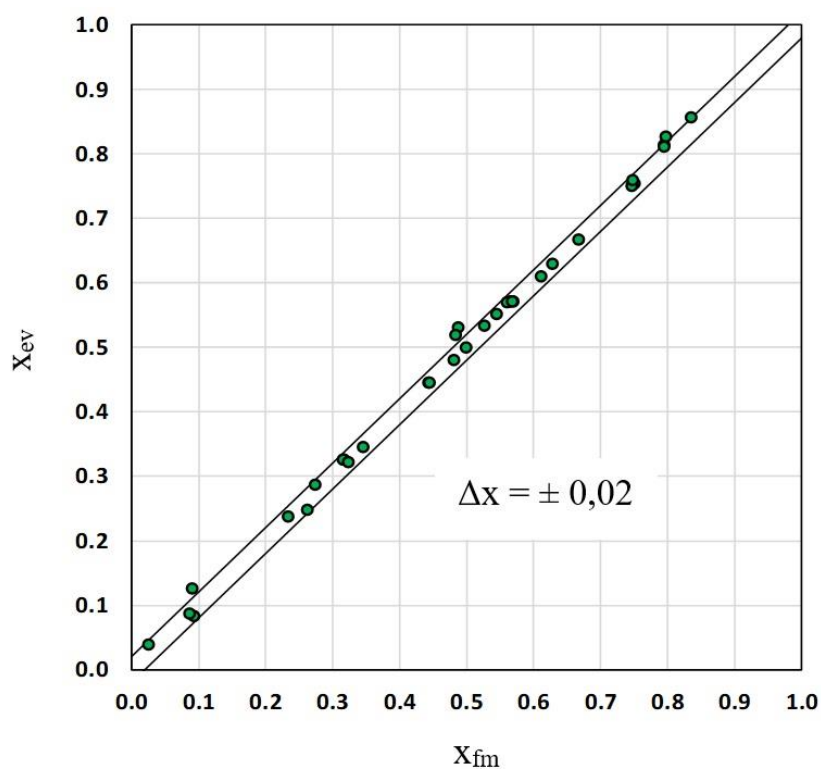


Рисунок 3.5 – Відповідність масового паровмісту, визначеного за допомогою різних підходів у випробувальному зразку (рівняння (3.4) і (2.1), оновлені оцінки з тепловтрат)

3.2.2 Ідентифікація коефіцієнта тепловіддачі при конденсації

Теплоту, котра відведена від двофазного аміаку в тестових зразках до теплоносія у разі неповної конденсації пари, можна знайти таким чином:

$$Q_{\text{cond}} = m_1 \cdot r(P_1) \cdot [x_{\text{ev}} - x_{\text{fm}}] \pm \Delta Q_{\text{cond}}, \quad (3.6)$$

де ΔQ_{cond} – невизначеність теплового потоку при конденсації. В основному визначається невизначеністю різниці масового паровмісту, оціненого як $\pm 0,02$ (див. рисунок 3.5). Таким чином,

$$\Delta Q_{\text{cond}} = \pm 0,02 m_1 r(P_1). \quad (3.7)$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі при конденсації (α_{cond}) уздовж досліджуваного зразка можна знайти за формулою

$$\alpha_{\text{cond}} = \frac{Q_{\text{cond}}}{A_{\text{HTC}} \cdot (T_s(P_1) - T_{\text{av}})} = \frac{q_{\text{cond}}}{T_s(P_1) - T_{\text{av}}}, \quad (3.8)$$

де T_{av} – середня температура теплопередачі зволоженої поверхні. Її можна оцінити на основі розв'язання оберненої задачі теплопровідності та вимірних температур зовнішньої поверхні профілю (див. рисунок 3.2).

Програмне забезпечення SolidWorks Flow Simulation 2016 використовувалось при серії симуляцій з різними коефіцієнтами теплопередачі ($5 \div 15 \text{ кВт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$) і тепловим потоком при конденсації ($2 \div 6 \text{ Вт} \cdot \text{см}^{-2}$). На рисунку 3.6 показано отримані температурні поля для окремого випадку. На рисунку 3.7 показано лінійну залежність різниці температур між середньою температурою зволоженої поверхні (T_{av}) і середньою температурою трьох датчиків (T_g) від теплового потоку незалежно від коефіцієнта теплопередачі:

$$\Delta T_g = T_{\text{av}} - T_g = T_{\text{av}} - \frac{T_t + T_m + T_b}{3} = f(q_{\text{cond}}). \quad (3.9)$$

Отже, остаточне рівняння для ідентифікації середнього коефіцієнта тепловіддачі при конденсації можна записати як:

$$\alpha_{\text{cond}} = \frac{q_{\text{cond}}}{[T_s(P_1) - T_g - \Delta T_g(q_{\text{cond}})]} \quad (3.10)$$

де

$$T_g = \frac{1}{12} [\sum_{i=4} (T_{ti} + T_{mi} + T_{bi})] \quad (\text{див. рисунок 3.2}) \quad (3.11)$$

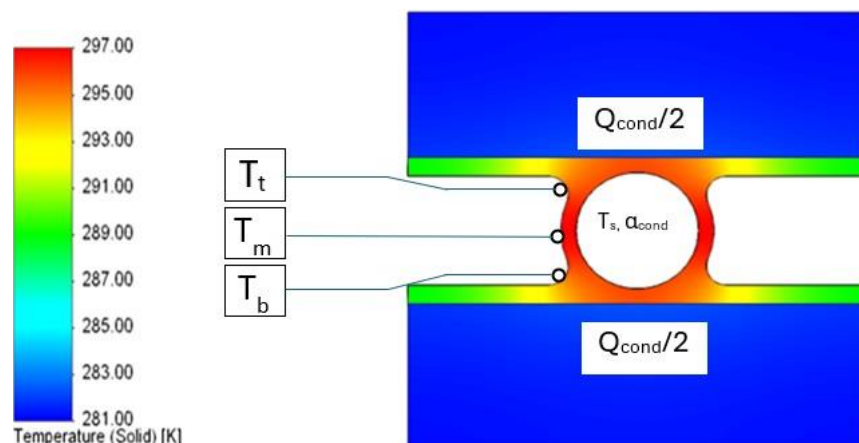


Рисунок 3.6 – Результати моделювання випадку при $q_{\text{cond}} = 6,0 \text{ Вт} \cdot \text{см}^{-2}$,
 $T_s = 308,15 \text{ К}$, $\alpha_{\text{cond}} = 5000 \text{ Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$

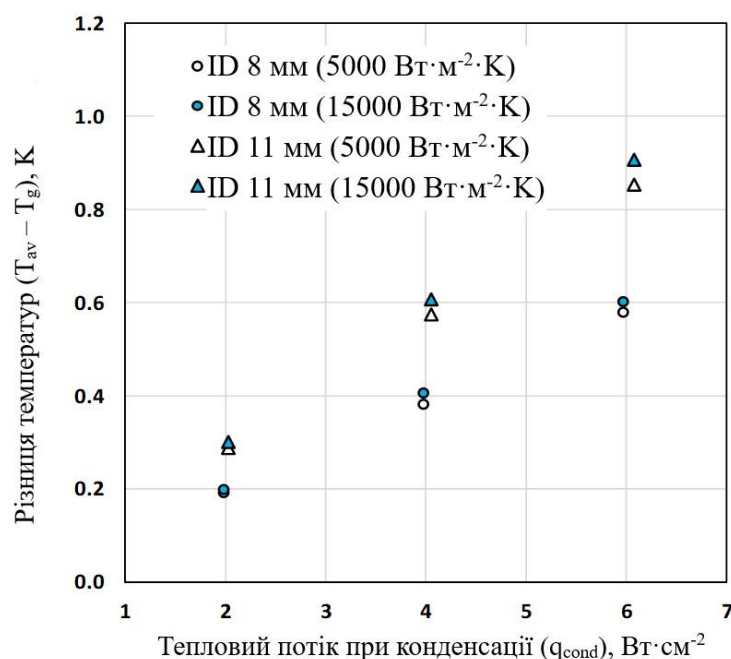


Рисунок 3.7 – Лінійна залежність $\Delta T_g(q_{\text{cond}})$ для обох профілів

Невизначеність ΔT_g через точність позиціонування окремих термопар ($\pm 0,5 \text{ мм}$) оцінюється як $\Delta T_m = \pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ на основі результатів моделювання. Невизначеність одиничного вимірювання температури стінки відповідає

точності термопари, що використовується ($\Delta T_p = \pm 0,2$ °C, табл. 3.1). Точність оцінки середньої температури стінки може бути консервативно отримана, враховуючи, що для нормального закону розподілу дисперсія середнього $N^{0.5}$ менше, ніж дисперсія випадкової величини (тут $N = 12$, це кількість незалежних вимірювань). Отже, рівняння коефіцієнта тепловіддачі при конденсації остаточно має вигляд

$$\alpha_{\text{cond}} = \frac{m_1 r(P_1) [x_{\text{ev}} - x_{\text{fm}} \pm 0,02]}{A_{\text{HTC}} [T_s(P_1) - T_g - \Delta T_g(q_{\text{cond}}) \pm 0,3/\sqrt{12} \pm \Delta T_s]} \quad (3.12)$$

Похибка визначення температури насичення (T_s) пов'язана з точністю вимірювання абсолютного тиску на вході в трубу. Тут втрати тиску в трубі вважаються дуже малими, що підтверджується експериментально, показаннями датчиків абсолютного тиску на вході і виході ($P_1 \approx P_2$). Разом з тим похибка вимірювання абсолютного тиску (± 5 кПа, див. таблицю 3.1) дає максимальну невизначеність температури насичення $\Delta T_s = 0,13$ °C для розглянутих рівнів $T_s = 35 \dots 65$ °C.

Слід зазначити, що невизначеність програмного забезпечення моделювання не визначалося, через простоту розглянутих випадків. Проте якісно можна порівняти отримані результати 3D-моделювання з аналітичним виразом теплопровідності через циліндричну стінку при рівномірному тепловому потоці:

$$\Delta T_g = \frac{q_{\text{cond}} D}{2\lambda_{\text{AL}}} \ln \frac{D_{\text{out}}}{D}. \quad (3.13)$$

Для трубки з внутрішнім діаметром 8 мм (зовнішнім 10 мм) з теплопровідністю $\lambda_{\text{AL}} = 155$ Вт·м⁻¹·К⁻¹ при $q_{\text{cond}} = 6$ Вт·см⁻² різниця температур $\Delta T_g = 0,35$ К. Це вдвічі менше значення, ніж те, що передбачено тривимірному моделюванні (див. рисунок 3.7). Однак, припускаючи сильно неоднорідний тепловий потік і складну геометрію, результати 3D-моделювання можна вважати правдоподібними.

3.2.3 Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації в трубі в горизонтальному положенні.

На рисунку 3.8 показано тестові коефіцієнти тепловіддачі для обох профілів труби в горизонтальному положенні. Маркерами «+» і «-» на рисунку 3.8 позначено максимальні та мінімальні оцінки ідентифікованого коефіцієнта тепловіддачі при конденсації (рівняння (3.12)). Середній масовий паровміст (x_{av}) на рисунках є середнім значенням масового паровмісту на вході (x_{ev}) і на виході (x_{fm}) тестової секції. На рисунку 3.9 порівнюються отримані коефіцієнти тепловіддачі з даними, отриманими під час експерименту [79]. У цьому дослідженні для тих самих граничних умов було виявлено набагато вищі коефіцієнти тепловіддачі. На відміну від висновку в роботі [79], такі моделі як [69, 70] передбачають коефіцієнти тепловіддачі, отримані у цьому дослідженні при більш високих масових швидкостях ($G > 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$).

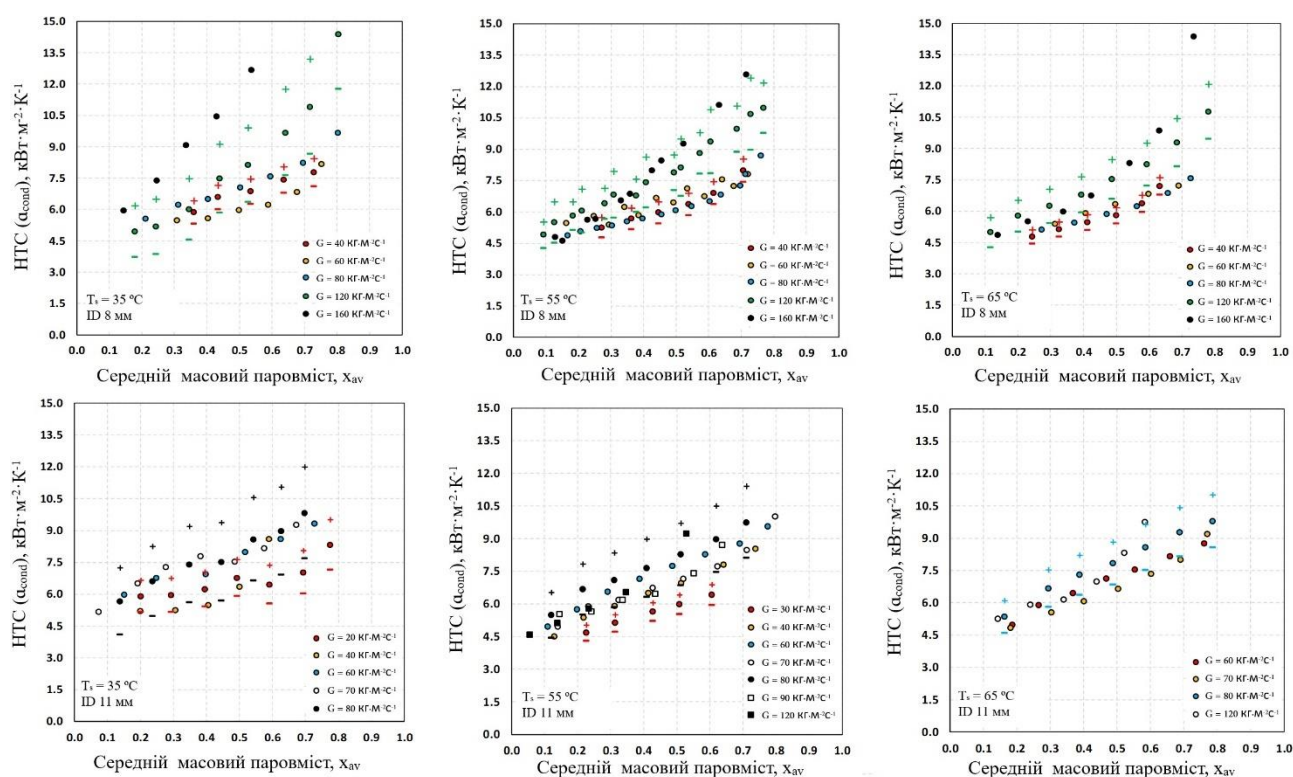


Рисунок 3.8 – Ідентифіковані коефіцієнти тепловіддачі при конденсації для горизонтального положення

Кореляція Шаха для визначення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації [69]:

$$\alpha_{\text{cond}} = \frac{\lambda_l}{D_h} 0,023 \left(\frac{GD_h}{\mu_l} \right)^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{(P_s/P_{cr})^{0,38}} \right] \quad (3.14)$$

де Pr_l – число Прандтля для рідини;

μ_l – динамічна в'язкість для рідини, Па·с;

D – внутрішній діаметр, м;

λ_l – коефіцієнт теплопровідності для рідини, Вт·м⁻²·К⁻¹.

Підхід Добсона-Шато [70]:

$$\alpha_{\text{cond}} = \frac{\lambda_l}{D_h} 0,023 \left(\frac{GD_h}{\mu_l} \right)^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}} \right]. \quad (3.15)$$

де турбулентно-турбулентний параметр Локхарта–Мартініеллі [80]

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}. \quad (3.16)$$

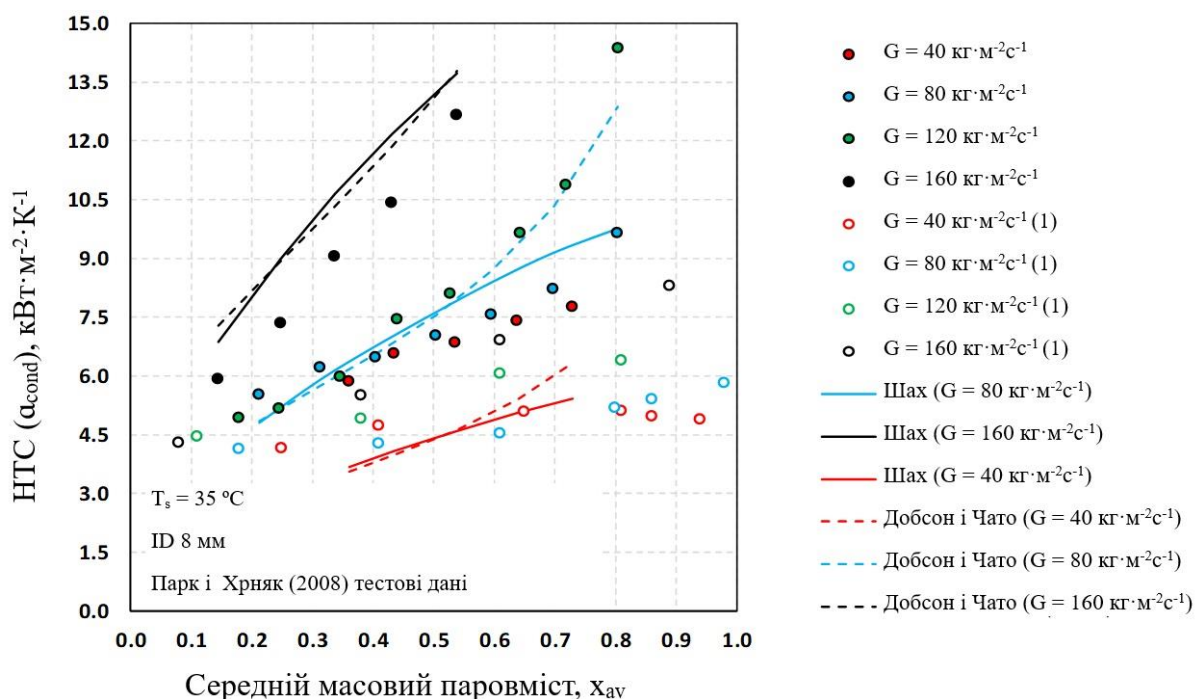


Рисунок 3.9 – Порівняння отриманих коефіцієнтів тепловіддачі з даними роботи Парка та Хрняка [74]

Тут ламінарно-ламінарний параметр Локхарта–Мартініеллі [80]

$$X_{LL} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,5} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,5}. \quad (3.17)$$

Рівняння (3.14) і (3.15) добре підходять для більшості холодоагентів (CFC, HCFC, HC), але велика якісна невідповідність даним для аміаку у публікації [74] (до 300 %) не можна виправдати різницею властивостей аміаку порівняно з іншими рідинами.

На рисунку 3.10 запропоновано порівняння оптимальних коефіцієнтів з даними випробувань [75] для аміаку при різних внутрішніх діаметрах. Величезну різницю коефіцієнтів тепловіддачі для внутрішніх діаметрів 0,98 мм і 1,44 порівняно з 2,16 мм автори пояснили впливом гравітації, яка відіграє ключову роль у розподіленні рідкої фази в горизонтальному каналі при більшому діаметрі. Ідентифіковані коефіцієнти тепловіддачі з ID 8 мм і ID 11 мм дуже близькі до ID 2,16 мм, частково підтверджуючи це припущення та узгодженість тестових даних цього дослідження із загальною логікою.

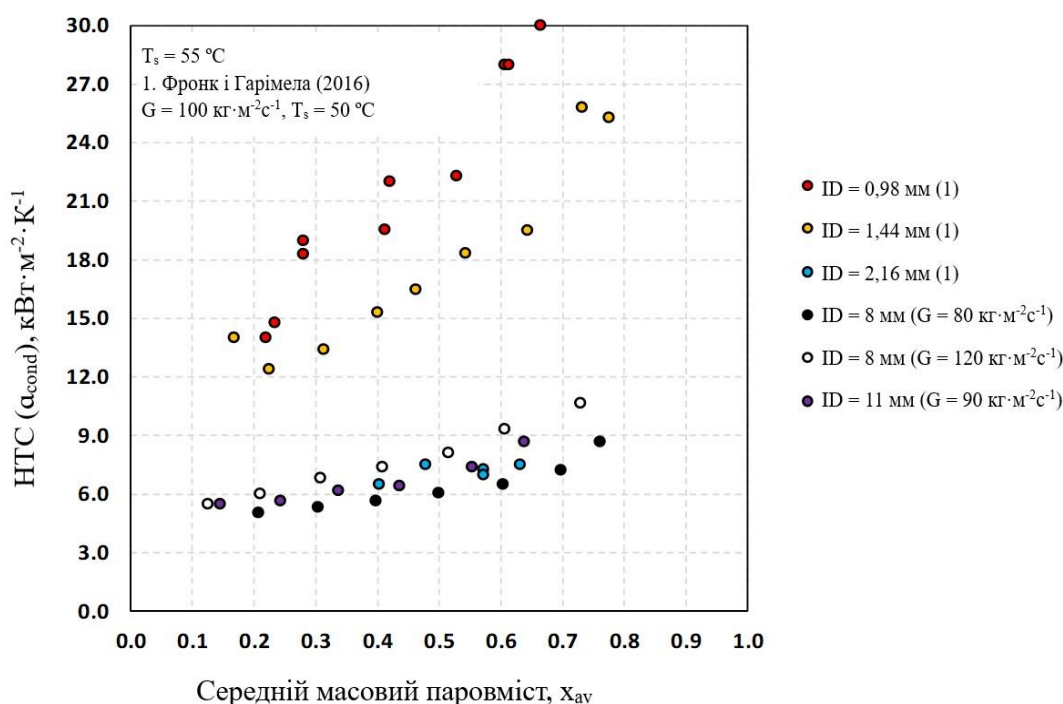


Рисунок 3.10 – Порівняння отриманих коефіцієнтів тепловіддачі з роботою Фронка та Гаримела [75]

Звертаючись знову до рисунка 3.8, можна розрізнити дві різні поведінки. Перший відповідає $G > 90 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$, де коефіцієнт тепловіддачі при конденсації залежить від масової швидкості, що, означає вимушений конвективний механізм при конденсації, другий $G < 90 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$, де коефіцієнт тепловіддачі не сильно залежить від масової швидкості. Цей факт, загалом, узгоджується з класичною моделлю конденсації Нуссельта, на якій базується більшість кореляцій для коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha_{\text{cond}} = K_c \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g r \lambda_l^3}{D_h \mu_l (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (3.18)$$

де K_c – емпіричний коефіцієнт який враховує наявність струмка конденсату в нижній частині труби.

Цей механізм передбачає майже незалежність коефіцієнта тепловіддачі від температури насичення в розглянутому діапазоні (рисунок 3.11). На рисунку 3.12 показано, що коефіцієнт тепловіддачі трохи зменшується зі збільшенням температури стінки ($T_s - T_w$) у трубі з внутрішнім діаметром 11 мм. Водночас коефіцієнт тепловіддачі у трубі з внутрішнім діаметром 8 мм дотримується цієї тенденції лише при $G = 60 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$.

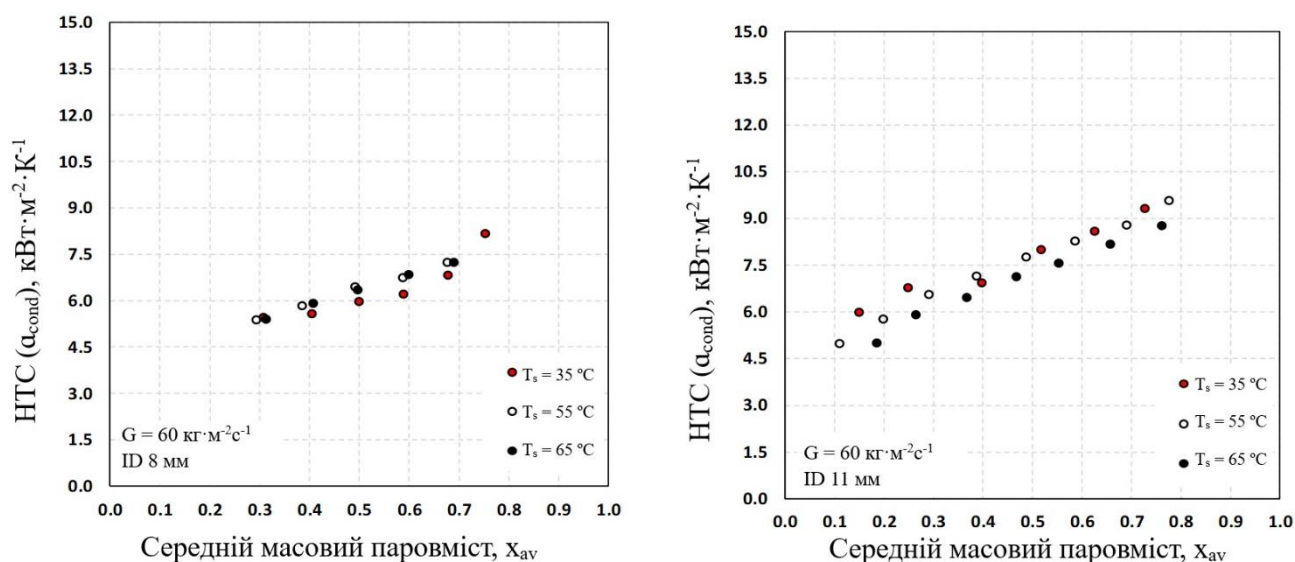


Рисунок 3.11 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі від температури насичення

Припускаючи, що вільна конденсація є переважаючим механізмом для розглянутих випадків ($G < 90 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$), залежність від масового паровмісту може бути виправдана тим фактом, що рідка фаза, яка надходить разом із рідиною, може прилипати до поверхні, зменшуючи локальний коефіцієнт тепловіддачі при конденсації. У роботі [81] запропонували додати до моделі конденсації Нуссельта об'ємний паровміст як фактор:

$$K_c = 0,728 \varepsilon^{3/4}. \quad (3.19)$$

Тут об'ємний паровміст можна визначити за допомогою моделі Рухані [82], підтвердженої Рузайкіним [83] для потоку аміаку в горизонтальних трубах з внутрішнім діаметром 8,5 мм і 15 мм від 50 до 500 $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_V} \left[(1 + 0,12(1 - x)) \left[\frac{x}{\rho_V} + \frac{1 - x}{\rho_L} \right] + \frac{1,18(1 - x)[g\sigma(\rho_L - \rho_V)]^{0,25}}{G\rho_L^{0,5}} \right]^{-1}. \quad (3.20)$$

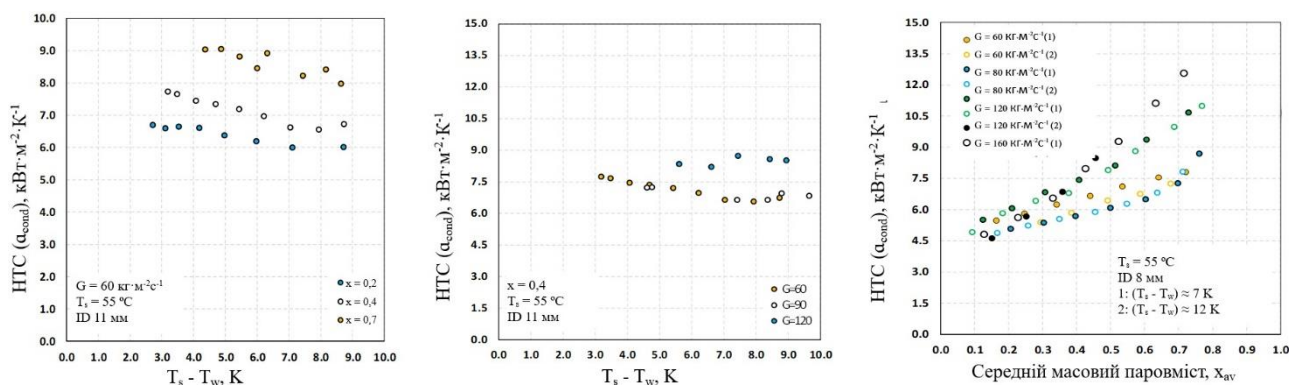


Рисунок 3.12 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі від температури стінки

Також можна врахувати ще один додатковий фактор, пов'язаний зі взаємодією рідини, що конденсується на стінці, і рідини, що надходить з двофазним потоком. Інтенсивна конденсація парової фази на поверхні повинна мінімізувати роль потоку рідини в деградації коефіцієнта тепловіддачі. Отже, використовуючи теорію подібності, наступний безрозмірний комплекс можна додати до рівняння (3.18), щоб врахувати цей механізм, якщо він відіграє значну роль:

$$\alpha_{\text{cond}} = A \varepsilon^{3/4} \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g r \lambda_l^3}{D_h \mu_l (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \left[\frac{q D_h}{\mu_l r (1 - x)} \right]^n \cdot \left[\frac{G D_h}{\mu_l} \right]^k, \quad (3.21)$$

або його можна переписати через тепловий потік (q):

$$\alpha_{\text{cond}} = A \varepsilon \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g r \lambda_l^3}{D_h \mu_l q} \right]^{1/3} \left[\frac{q D_h}{\mu_l r (1 - x)} \right]^n \left[\frac{G D_h}{\mu_l} \right]^k. \quad (3.22)$$

Найкраща відповідність тестовим даним отримана при $n \approx 1/3$ та $A = 0,25$, $k=1/3$. Таким чином, нарешті, рівняння 3.22 можна звести до наступного вигляду:

$$\alpha_{\text{cond}} = 0,25 \varepsilon \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g r \lambda_l^3}{\mu_l^2 (1 - x)} \right]^{1/3} \quad (3.23)$$

На рисунку 3.13 порівнюється поведінка нової моделі та кореляції Джастера і Коскі [81]. На рисунку 3.14 показано відповідність нової моделі коефіцієнта тепловіддачі усім тестовим точкам при $G \leq 120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. Точність інших розглянутих кореляцій показано на рисунку 3.15. Таким чином, рівняння (3.23) якісно та кількісно найкраще підходить до визначення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації аміаку при розглянутих граничних умовах. Це означає, що фактор інтенсивності конденсації має місце для розглянутих випадків. Таким чином, для розглянутих граничних умов для труб можна припустити, що коефіцієнт тепловіддачі при конденсації аміаку не залежить від гідравлічного діаметра та теплового потоку. Однак коефіцієнти (A і n) можуть змінюватися для інших діапазонів та іншої рідини.

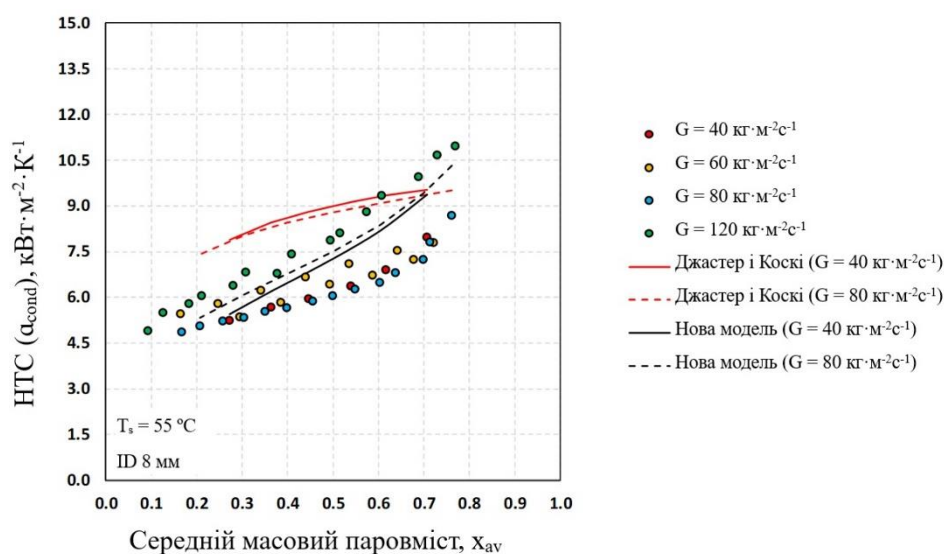


Рисунок 3.13 – Кореляції для коефіцієнта тепловіддачі при горизонтальній конфігурації

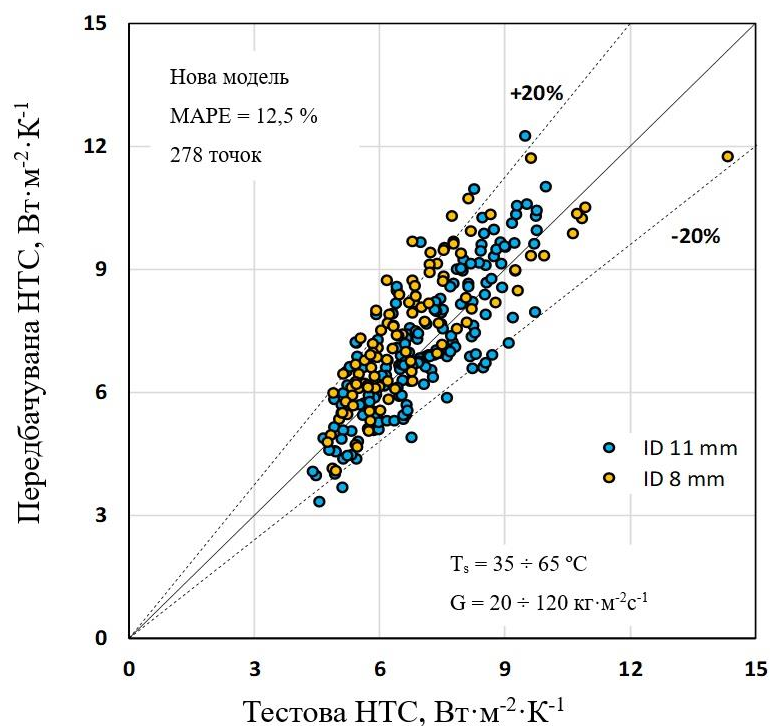


Рисунок 3.14 – Порівняння нової моделі з тестовими точками в горизонтальній конфігурації

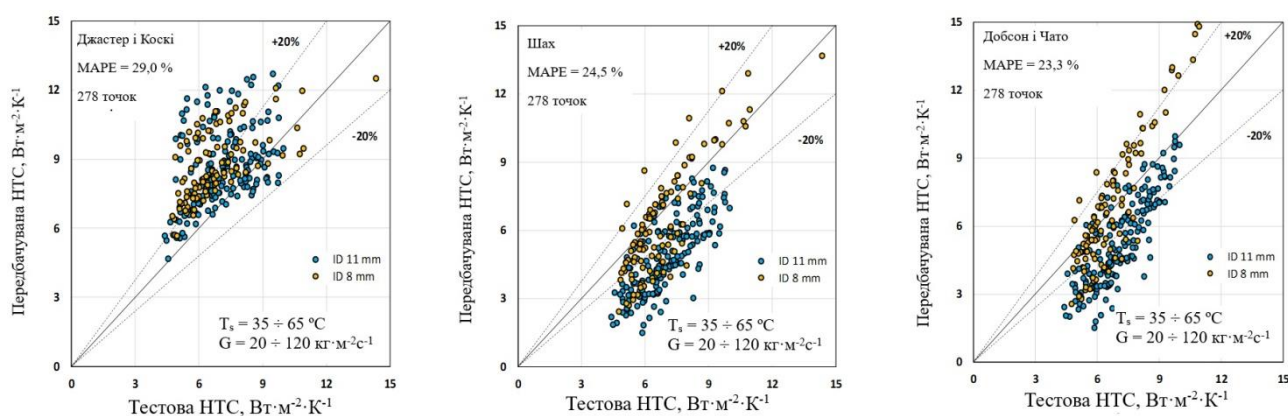


Рисунок 3.15 – Порівняння різних моделей для коефіцієнта тепловіддачі при конденсації з контрольними точками в горизонтальній конфігурації ($G \leq 120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$)

При порівнянні моделей середня абсолютна похибка у відсотках

$$\text{MAPE} = \frac{1}{N} \sum \frac{|\alpha_{\text{cond}} - \alpha_{\text{pred}}|}{\alpha_{\text{cond}}} 100 \% . \quad (3.24)$$

На рисунку 3.16 показано кореляції [69, 70, 71] для випадків $G = 120 \div 160 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. Тут модель Каваліні [71] подана для випадків, які не залежать від температурного напору стінки:

$$\alpha_{\text{cond}} = \frac{\lambda_l}{D_h} 0,023 \left(\frac{GD_h}{\mu_l} \right)^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \left[1 + 1,128 \times 10^{0,817} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,3685} \times \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0,2363} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{2,144} \text{Pr}_L^{-0,1} \right]. \quad (3.25)$$

Ці кореляції показують якісну різницю коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації в тестових зразках з внутрішніми діаметрами 8 мм і 11 мм. Вона вказує на те, що залежність коефіцієнта тепловіддачі від внутрішнього діаметра може відрізнятися від $D^{0,2}$. Однак наявний обсяг тестових даних не дає змогу зробити висновок. Потрібні додаткові дослідження для менших і більших діаметрів, які будуть зроблені в майбутньому.

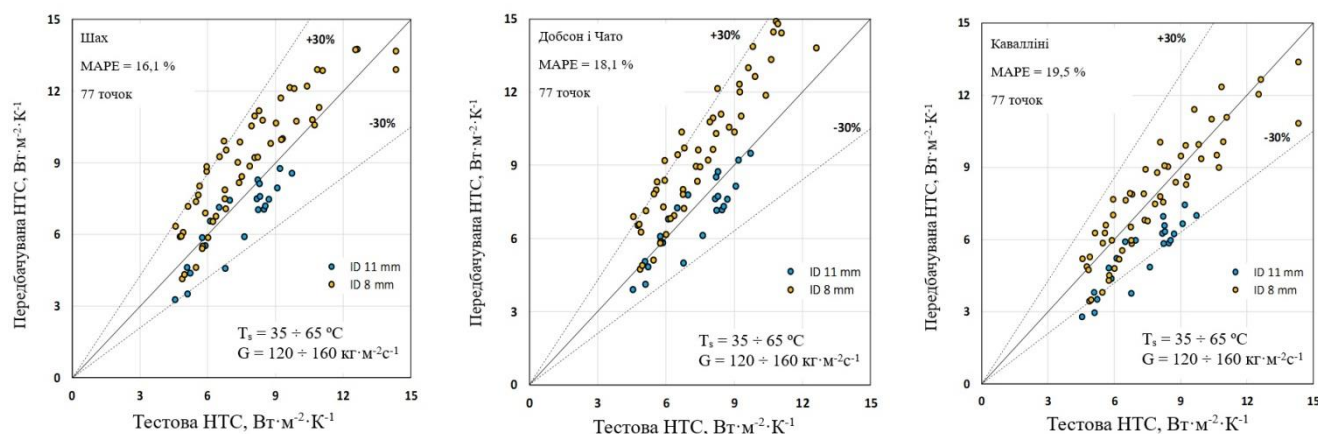


Рисунок 3.16 – Порівняння різних моделей коефіцієнта тепловіддачі з контрольними точками в горизонтальному положенні ($G \geq 120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$)

Очевидно, що особливість поведінки коефіцієнта тепловіддачі в різних діапазонах масової швидкості може бути обумовлена відмінністю в режимах течії двофазного середовища. Зокрема, для горизонтальних течій межу між стратифікованим та кільцевим режимами можна кількісно оцінити за відносним температурним напором

$$\psi = \frac{T_s - T_b}{T_s - T_t}. \quad (3.26)$$

Параметр (ψ) визначає нерівномірність температурного поля в трубці, тобто нерівномірність теплообміну. Очевидно, що при стратифікованому режимі інтенсивність теплообміну в нижній частині, зайнятою рідкою фазою, буде значно меншою, ніж у верхній зоні, де термічний опір плівки рідини несуттєвий. У цьому випадку середня температура стінки в нижній частині буде нижчою, ніж у верхній, а сам параметр буде набагато більше одиниці ($\psi > 1$). Водночас, для кільцевого режиму, в якому розподіл конденсату по периметру труби не залежить від сили тяжіння, параметр буде прагнути до одиниці ($\psi = 1$).

На рисунку 3.17 показано розподіл відносного температурного напору ($\psi = 1$), отриманий залежно від масової швидкості та діаметра каналу. З рисунка видно, що зміна двофазного режиму потоку очікується приблизно $G = 120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$.

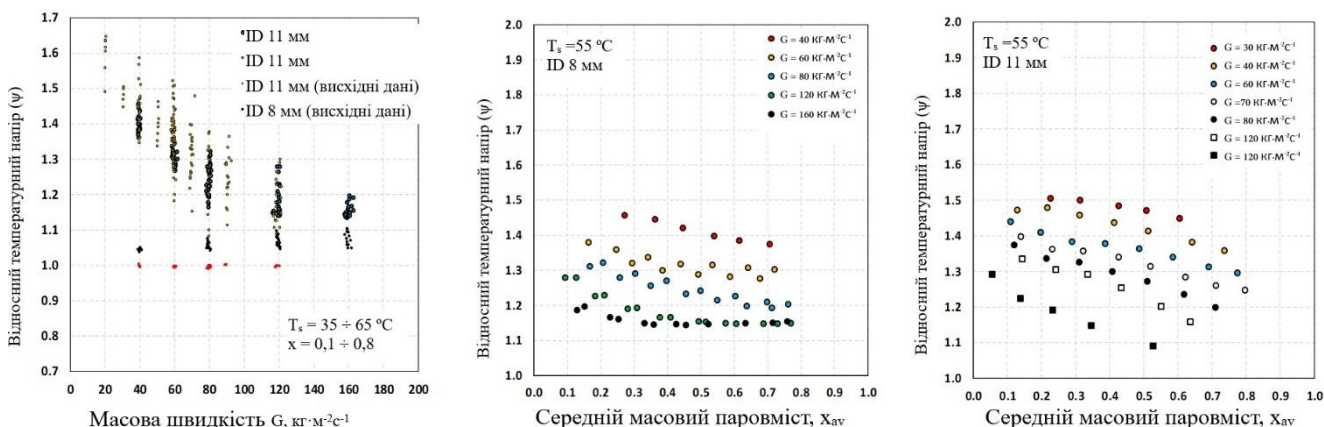


Рисунок 3.17 – Нерівномірність напору температури стінки у верхній і нижній частинах профілів труби

Поведінка коефіцієнта тепловіддачі при конденсації в трубці з внутрішнім діаметром 8 мм та $G = 160 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ (див. рисунок 3.8) найбільше відповідає кільцевому двофазному режиму з очевидним конвективним механізмом конденсації, при якому коефіцієнт тепловіддачі різко збільшується при зростанні масової швидкості і масового паровмісту. Для цих випадків $\psi < 1,2$ (див. рисунок 3.17), і консервативно очікується, що інші контрольні точки при $\psi < 1,2$ також мають відповідати кільцевому режиму.

На рисунку 3.18 подано набір точок із очікуваним кільцевим режимом потоку як функцією масової швидкості та масового паровмісту. Тут

експериментальні дані порівнюються із моделлю Штейнера [85], котра характеризує перехід кільцевого режиму в стратифіковано-хвильовий в горизонтальній трубі:

$$G_{\text{Wavy}} = \sqrt{\frac{16A_{\text{VD}}^3 g D \rho_L \rho_V}{\pi^2 x^2 \sqrt{1 - (2h_{\text{LD}} - 1)^2}} \left[\frac{\pi^2}{25h_{\text{LD}}} \left(\frac{\text{Fr}}{\text{We}} \right)_L \right]}, \quad (3.27)$$

де безрозмірна вертикальна висота рідини (h_{LD}) у горизонтальній трубі (рисунок 3.19) визначається як

$$h_{\text{LD}} = \frac{h_L}{D} \left(1 - \cos \frac{\theta_{\text{wet}}}{2} \right). \quad (3.28)$$

Вологий кут (θ_{wet}) можна знайти ітераційно через об'ємний паровміст Рухані [82] (ε) або використовуючи спрощений вираз, запропонований в роботі Біберга [86]:

$$\theta_{\text{wet}} = 2 \left\{ \begin{aligned} &\pi(1 - \varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} \left[1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3} \right] \\ &-\frac{1}{200} (1 - \varepsilon) \varepsilon [1 - 2(1 - \varepsilon)] [1 + 4((1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2)] \end{aligned} \right\}. \quad (3.29)$$

Безрозмірна площа поперечного перерізу парової фази

$$A_{\text{VD}} = \frac{A_V}{D^2} = \frac{\varepsilon A_t}{D^2}. \quad (3.30)$$

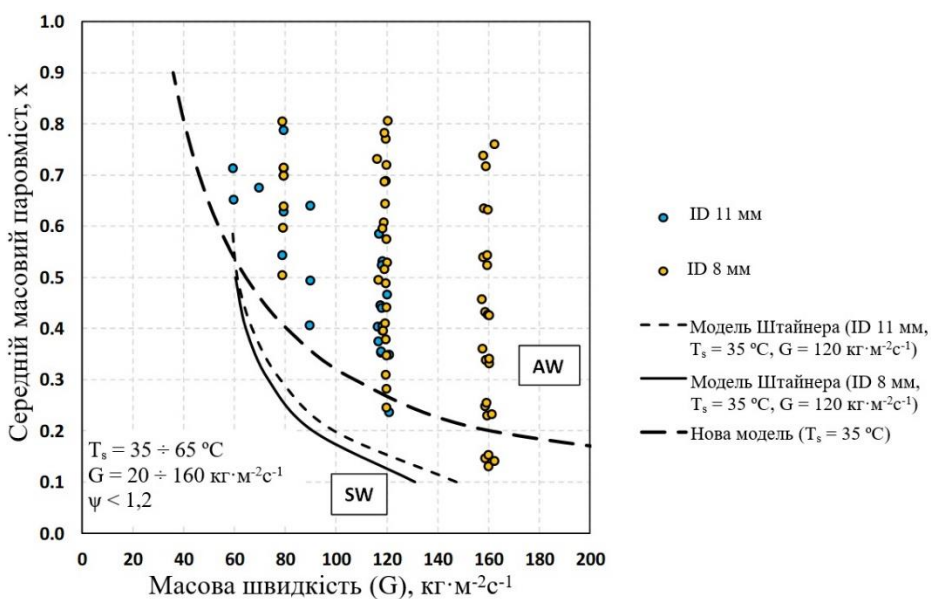


Рисунок 3.18 – Передбачуваний перехід А-SW

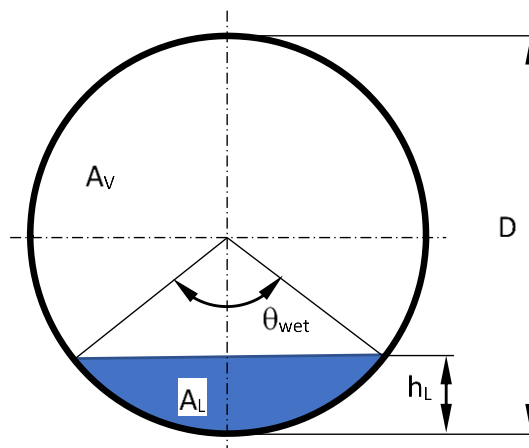


Рисунок 3.19 – Схема стратифікованого потоку

Для співвідношення чисел Фруда і Вебера в роботі [85] пропонується така форма:

$$\left(\frac{Fr}{We}\right)_L = \frac{\sigma}{gD^2\rho_L} \quad (3.31)$$

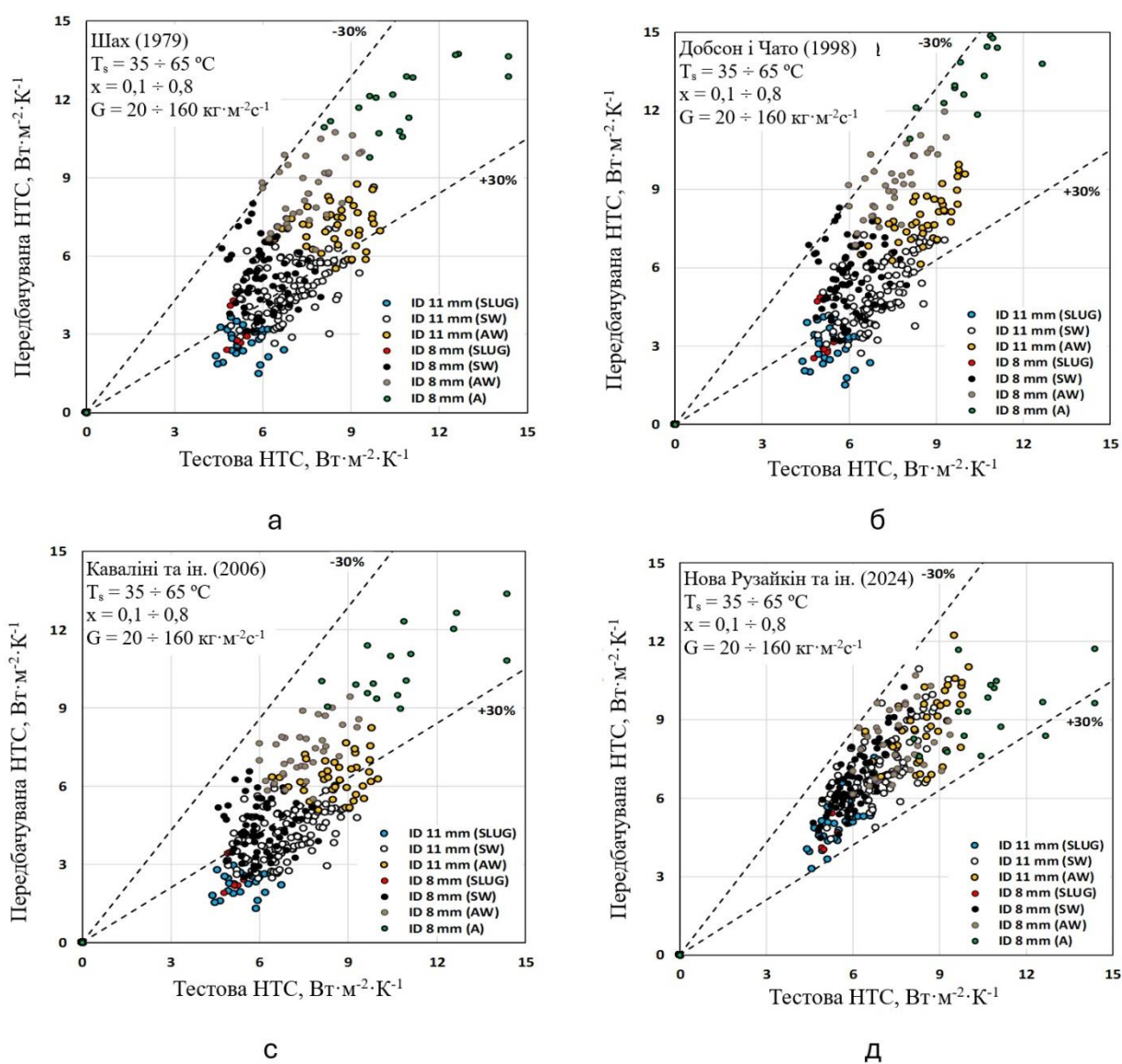
На рисунку 3.18 показано гарну узгодженість очікуваної межі переходу між стратифікованим та кільцевим режимами течії з оцінками, отриманими за моделлю Штайнера та новою моделлю (рівняння (2.8)), узагальненою на основі цього дослідження режимів течії аміаку у попередньому розділі.

Таким чином, наведений вище спрощений аналіз являє собою перспективний підхід до виявлення двофазного режиму потоку при конденсації та випаровуванні на основі вимірювання термодинамічних параметрів без суб'єктивної візуальної інтерпретації картини, яка не може бути забезпечена для більшості випадків із високим тиском і складними каналами.

На рисунку 3.20 показано тестові дані для отриманих коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації аміаку, диференційованими за двофазною моделлю (рівняння (2.9)) для чотирьох кореляцій [69, 70, 71, 87]. Основним джерелом невизначеності деяких кореляцій для конденсації є те, що ці кореляції розроблено, головним чином, для рідин HFC, HC та HFE. Можна припустити, що велика кількість емпіричних даних у цих кореляціях мінімізує їх якість для нових рідин і граничних умов. Розглядання, без урахування деяких другорядних факторів, таких як залежність від температурного напору, теплового потоку або

вологого кута, ускладнює кореляції та диференціацію режимів потоку. У першу чергу, коли кілька відсотковий ефект поглинається звичайною розбіжністю тестових даних $\pm 30\%$. Запропонована кореляція, принаймні для даних щодо аміаку, забезпечує найточніші оцінки коефіцієнта тепловіддачі при конденсації для контрольних точок із очікуваними режимами потоку SLUG, SW та AW (рисуюнок 3.20, d):

$$\alpha_{\text{cond}} = \frac{1}{4} \varepsilon \left[\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g \lambda_L^3}{\mu_L^2 (1 - x)} \right]^{1/3} \quad (3.32)$$



Рисуюнок 3.20 – Порівняння коефіцієнта тепловіддачі при конденсації аміаку з двофазними режимами потоку (рівняння (2.9)): а – модель [69], б – модель [70], с – модель [71], д – модель [87]

З огляду на отримані дані можна припустити, що складова сили тяжіння в конденсації є домінуючим механізмом тепловіддачі для аміаку на режимах SLUG, SW та AW. Термічний опір рідкої плівки у верхній частині поверхні теплообміну досить малий, що робить роль вимушеної конвекції для даних моделей незначною. За логікою це менше підходить для режиму AW, але на рисунку 2.3 показано, що кільцево-хвильовий режим характеризується істотно тоншою рідкою плівкою у верхній частині змоченого периметра через вплив сили тяжіння. Тут взаємодія з паровою фазою переважає над силою тяжіння.

Слід зазначити, що адіабатичний (див. рисунок 2.3) і неадіабатичний характери течії можуть відрізнятися залежно від інтенсивності теплообміну, зміщення і розмивання меж переходів. Однак, оскільки неадіабатичні моделі при значущих теплових потоках не можуть бути вивчені, адіабатичну структуру можна вважати основою для аналізу тепловіддачі.

Кореляція Кавалліні [71], яка постулює механізм вимушеної конвективної конденсації, є найбільш прийнятною для режимів AW та А у трубі з внутрішнім діаметром 8 мм (рисунок 3.20, с). Однак залежність коефіцієнта тепловіддачі при конденсації від діаметра в кореляції не завжди відповідає отриманим даним для аміаку (див. випадки AW ID 11 мм). Тим не менш роль гідравлічного діаметра при вимушеній конвективній конденсації має бути більш детально вивчена в подальших дослідженнях. У роботі [87] показано, що коефіцієнт тепловіддачі при конденсації аміаку в трубі з внутрішніми діаметрами 8 мм і 11 мм дуже подібні в широкому діапазоні масових швидкостей ($G < 160 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$) і масовому паровмісті (від 0,1 до 0,8). Швидше за все, плівка рідини у верхній частині трубки тонша для більших діаметрів, що компенсує знижену ефективність вимушеної конвективної тепловіддачі. Очевидно, що ситуація може відрізнятися при набагато більших масових швидкостях. Наявних даних випробувань при конденсації аміаку в гладкій трубці недостатньо для більш відповідної кореляції. Тут допоможуть нові випробування менших і більших трубок за однакових граничних умов.

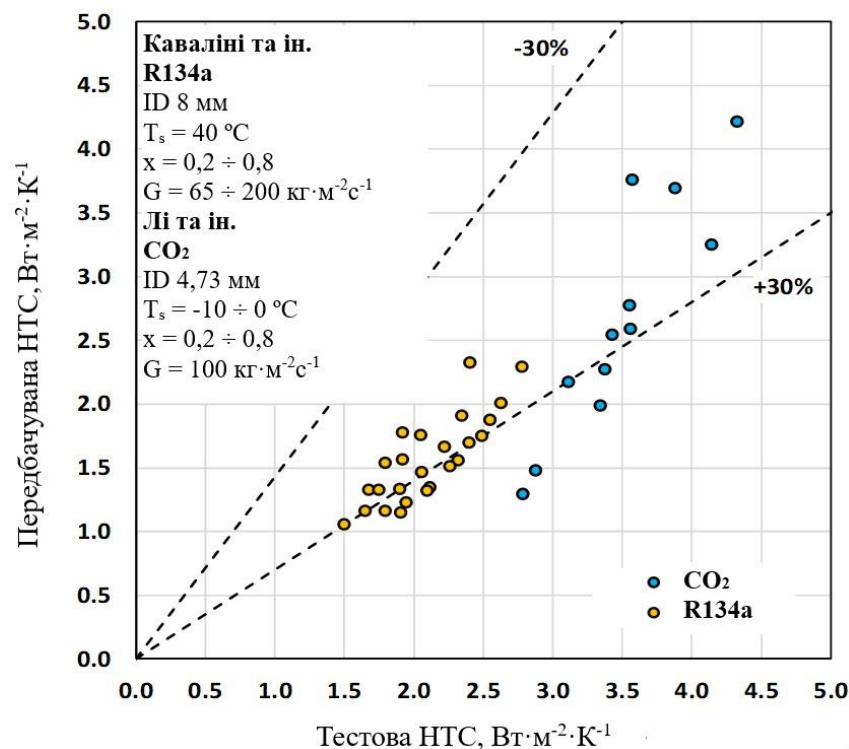


Рисунок 3.21 – Відповідність кореляції (рівняння (3.32)) даним для R134a та CO₂ з очікуваними двофазними режимами SW та AW

На рисунку 3.21 показано задовільну відповідність кореляції (рівняння (3.32)) для рідин R134a [88] і CO₂ [89] з очікуваними режимами AW та SW. Отже, кореляція має феноменологічний потенціал для кількісної перевірки інших рідин у майбутніх дослідженнях.

3.2.4 Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації в трубі в вертикальному положенні

На рисунку 3.22 порівнюється коефіцієнти тепловіддачі при конденсації для висхідного та горизонтального потоків за однакових граничних умов. Можна зробити такі висновки. Існує якісний перехід поведінки коефіцієнта тепловіддачі при $40 < G < 80\text{ кг·м}^{-2}\text{с}^{-1}$ у висхідному потоці з внутрішнім діаметром 8 мм і $60 < G < 90\text{ кг·м}^{-2}\text{с}^{-1}$ у трубі з внутрішнім діаметром 11 мм. Це можна пояснити зміною режиму течії двофазного потоку.

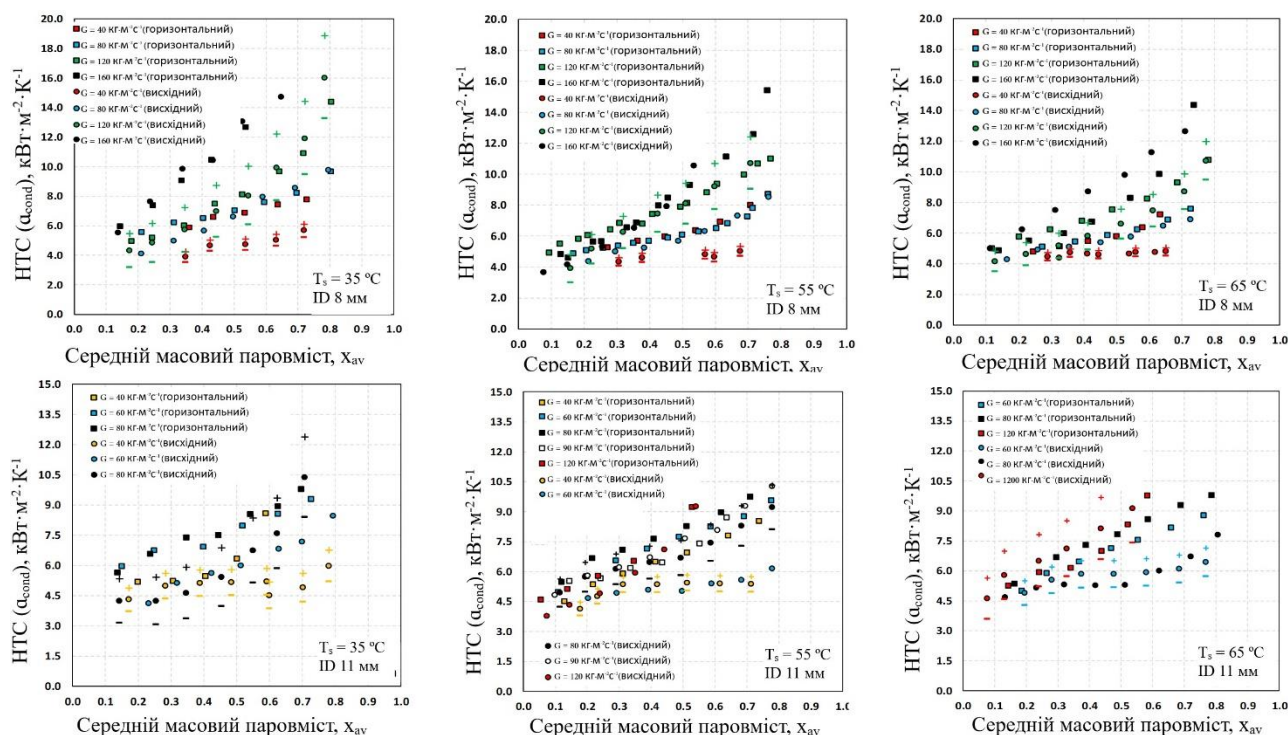


Рисунок 3.22 – Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі для горизонтального та висхідного випадків

У роботі [90] пропонують карту режимів для висхідного двофазного потоку, перевірену та випробувану водяною парою у трубі діаметром 10,3 мм під тиском 69 бар. Експерименти під високим тиском з водою як робочої речовини роблять цю карту перспективною для аміаку. На рисунку 3.23 показано, що снарядний і кільцевий режими найбільше відповідають поточним випадкам згідно з картою Каїчіро та Ішіїс [90]. Однак перехід між кільцевим та снарядним режимами кількісно не відповідає спостережуваній зміні поведінки коефіцієнта тепловіддачі при конденсації. Водночас снарядний режим більш імовірно підходить для загального набору випробуваних точок при висхідному потоці, для яких коефіцієнт тепловіддачі є якісно нижчим, ніж у горизонтальних трубах за тих самих граничних умов.

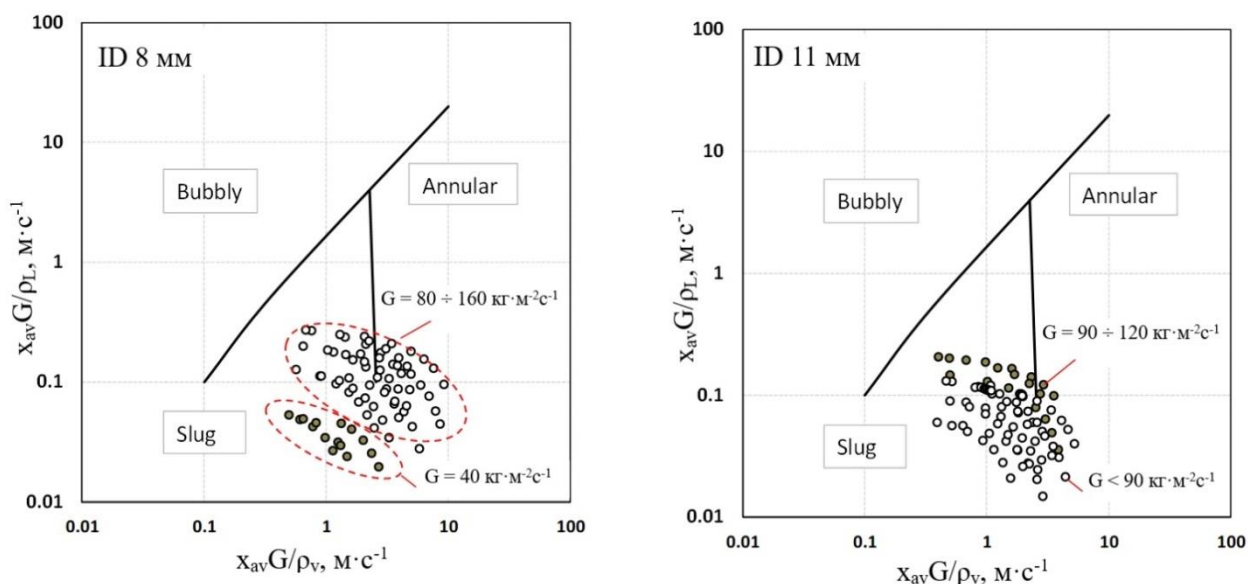


Рисунок 3.23 – Карта Каічіро та Ішіі [90] з висхідними експериментальними даними

У випадку з висхідним потоком (див. рисунок 3.22) при масовій швидкості ($G = 160 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$) і температурі насичення ($T_s = 65 \text{ }^\circ\text{C}$) коефіцієнт тепловіддачі на 20% вищий ніж у горизонтальному випадку, що можна пояснити більш раннім переходом режиму течії плівки від ламінарного до турбулентного.

У цілому, акцентуючись на прикладних аспектах, можемо зробити висновок, що очікується подібність у коефіцієнтах тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальному і висхідному потоках для труб з внутрішніми діаметрами 8...11 мм при масовій швидкості понад $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. Вплив сили тяжіння тут незначний. Таким чином, кількісно ці випадки можна описати тими ж кореляціями, запропонованими для горизонтального потоку (див. рисунок 3.16). Аналогічне твердження було зроблено у роботі [91] для R134a при масових швидкостях від 260 до $515 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. При цьому автори відзначають низьку надійність і відсутність достатньої валідації існуючих моделей конденсації для вертикальних потоків [92].

На рисунку 3.24 стисло показано порівняння коефіцієнтів тепловіддачі у висхідному та низхідному потоках при температурі насичення $55 \text{ }^\circ\text{C}$. Коефіцієнт тепловіддачі у низхідному потоці нижчий за масової швидкості менше $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$, що важко пояснити на основі наявної експериментальної

інформації. Вимірювання об'ємного паровмісту потоку аміаку в гладких трубах діаметром 8,5 мм і 15,0 мм [65] показують значно нижчі значення для низхідного потоку порівняно з висхідним при тому самому масовому паровмісті і швидкості (рисунок 3.25). Таким чином, очікувані швидкості рідкої фази у низхідному потоці також значно вищі. Це призводить до стоншення плівки рідини і, отже, зниження її термічного опору, що має підвищувати середній коефіцієнт тепловіддачі при конденсації.

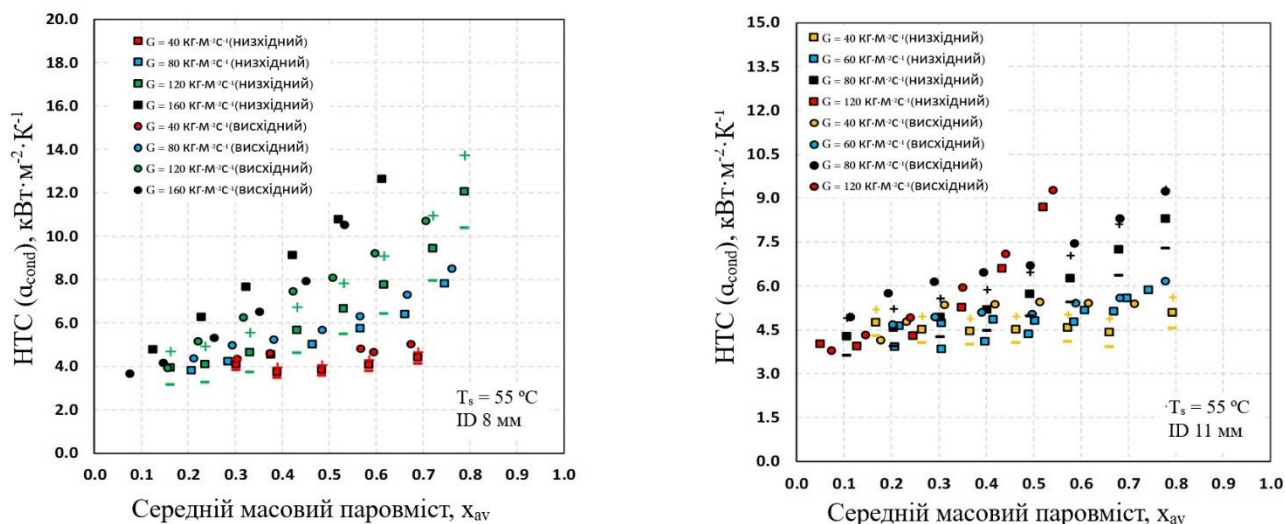


Рисунок 3.24 – Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі для висхідного та низхідного потоків

Слід зазначити, що механізм конденсації, який спостерігається, відповідає конвективному без будь-якої значної залежності від температурного напору на стінці (рисунок 3.26). Однак існує інший фактор, який впливає на процес тепловіддачі між паровою та рідкою фазами – це швидкість прослизання фаз. У низхідному потоці вона значно нижча, що погіршує тепловіддачу між фазами, і, отже, призводить до зниження середнього коефіцієнта тепловіддачі з боку стінки. Таким чином, нижчі коефіцієнти тепловіддачі у низхідному потоці можуть бути наглядно пояснені фактором зниження швидкості прослизання фаз. Як видно з рисунка 3.24, за масової швидкості $160 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ситуація змінюється. Тут фактор зниження термічного опору плівки рідини на стінці має бути визначальним.

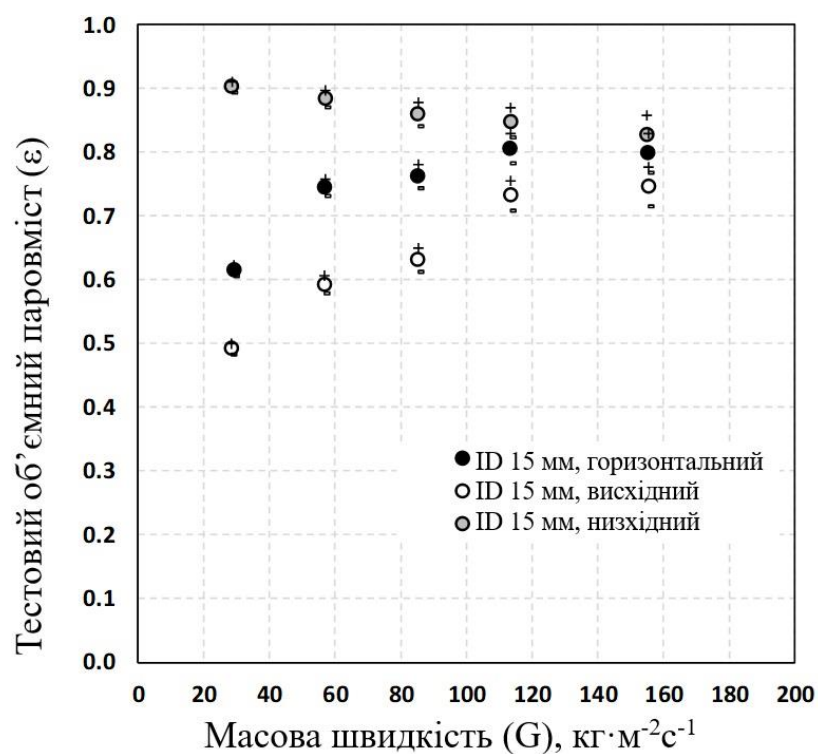


Рисунок 3.25 – Вимірний об'ємний паровміст у потоці аміаку [70].

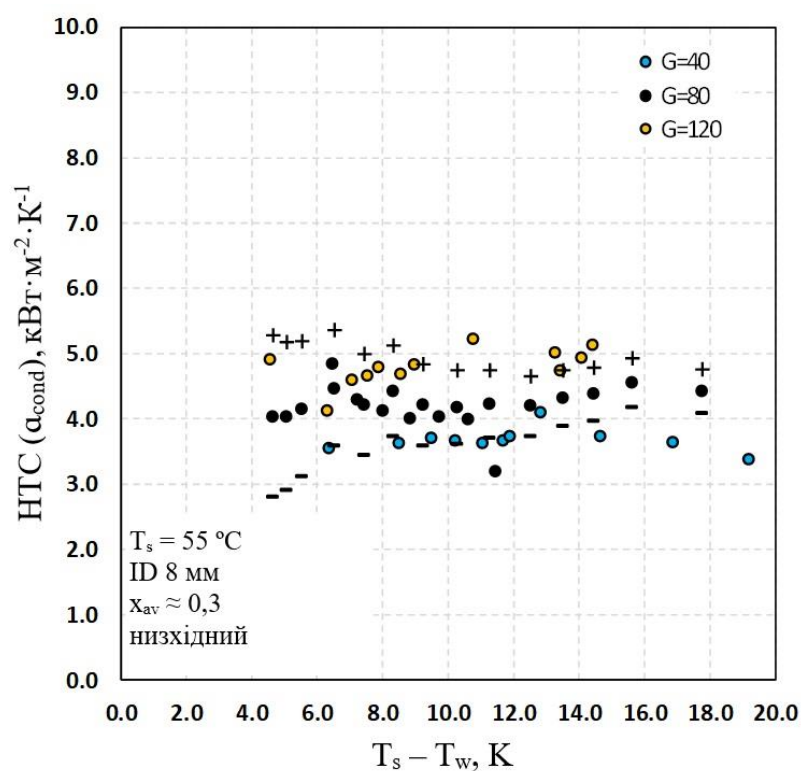


Рисунок 3.26 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі від температурного напору на стінці

3.3 Висновки по розділу 3

Пропонуються такі висновки, щодо теплопередачі при конденсації аміаку в трубах з внутрішнім діаметром 8 мм і 11 мм при температурі насичення – від 35 °С до 65 °С, масовому паровмісті – від 0,1 до 0,9, масовій швидкості – від 40 кг·м²с⁻¹ до 160 кг·м²с⁻¹ на основі більш ніж 500 контрольних точок.

Дані для коефіцієнта тепловіддачі при конденсації аміаку в цьому дослідженні в горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 8 мм при температурі насичення 35 °С кількісно та якісно не відповідають даним випробування аміаку [73], отриманим за тих самих граничних умов для труб з внутрішнім діаметром 8,1 мм. На відміну від висновків Парка та Хрняка [74] добре відомі кореляції [69, 70, 71] описують коефіцієнт тепловіддачі при конденсації аміаку, для даних, отриманих у цьому дослідженні, з точністю ± 30 %. Водночас отримані тестові дані узгоджуються з результатами Фронка і Гарімелло [75], отриманими в горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 2,16 мм за тих самих граничних умов.

Запропоновано узагальнити отримані експериментальні оцінки коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних каналах при масовій швидкості від 20 до 120 кг·м⁻²с⁻¹ і температурі насичення від 35 °С до 65 °С у вигляді нового співвідношення на основі кореляції Нуссельта з модифікацією Джастера – Коски. Це дало змогу показати, що при масових швидкостях від 40 кг·м⁻²с⁻¹ до 160 кг·м⁻²с⁻¹ коефіцієнт тепловіддачі при конденсації не залежить ні від теплового потоку, ні від масової швидкості, що не відповідає загальноприйнятим співвідношенням, котрі описують конвективний та плівковий механізми конденсації.

Перехід від кільцевого до стратифіковано-хвильового режиму, прийнятого на основі різниці в поведінці коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації, дуже точно відповідає моделі Штайнера [85] та новій карті режимів, запропонованих у попередній главі.

Подібні до горизонтальних коефіцієнтів тепловіддачі результати були отримані для висхідного потоку з масовою швидкістю понад $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. Перехід від кільцевого до снарядного режиму у висхідному потоці, інтерпретований різницею в поведінці коефіцієнтів тепловіддачі, відбувається при набагато менших масових швидкостях і масовому паровмісті, ніж припускають Каїчіро ті Ішіі [58].

Конфігурація з низхідним потоком характеризується нижчим коефіцієнтом тепловіддачі при масовій швидкості до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. Фактор зниження швидкості прослизання фаз пропонується як пояснення цієї аномалії.

Результати, що наведені в розділі 3, опубліковано у [Б.1, Б.2, Б.4].

РОЗДІЛ 4

КИПІННЯ АМІАКУ В ГЛАДКИХ ТРУБАХ

Кипіння в трубі – добре вивчений процес для більшості холодоагентів, в тому числі і для аміаку. Але всі експериментальні дослідження для аміаку виконано при низьких температурах насичення. В літературі відсутні рекомендації та кореляції для оцінювання теплообмінних процесів як для кипіння аміаку в умовах високої температури насичення, так і для впливу гравітації на коефіцієнт тепловіддачі. Робочий тиск для аміаку в енергоустановках ОЦР та ДФК СТР КА може бути на рівні до 80 °С, тому експерименти, присвячені визначенню коефіцієнта тепловіддачі при випаровуванні, є актуальними і необхідними.

У роботі [93] досліджувалося кипіння аміаку в горизонтальних трубах діаметром 26,2 мм при температурі насичення від -40 °С до 0 °С та масовій витраті від 30 кг·м⁻²·с⁻¹ до 1500 кг·м⁻²·с⁻¹, але при дуже низьких теплових потоках від 0,06 до 0,23 Вт·см⁻², що може вплинути як на достовірність результатів через невизначеність оцінювання температурного напору, так і на застосування з середніми та високими тепловими потоками. У роботі [94] аналізували випаровування аміаку в трубці з внутрішнім діаметром 13,4 мм при температурі насичення від -35 °С до -21 °С. Також було проведено [95] експерименти для кипіння аміаку в гладкій трубі діаметром 10 мм та при температурі насичення від -40 до -0 °С, масовими швидкостями від 50 кг·м⁻²·с⁻¹ до 150 кг·м⁻²·с⁻¹ у широкому діапазоні теплових потоків від 1,7 Вт·см⁻² до 7,5 Вт·см⁻². У роботі [96] проведено тести щодо кипіння аміаку в гладкій трубі з внутрішнім діаметром 19 мм при температурі насичення від -20 °С до 5 °С і низьких масових швидкостей від 9 до 61 кг·м⁻²·с⁻¹. У останніх дослідженнях [97] розглянуто кипіння аміаку в горизонтальній трубі діаметром 4 мм при температурі насичення від -15,8 °С до -5 °С, масовими швидкостями від 50 кг·м⁻²·с⁻¹ до 100 кг·м⁻²·с⁻¹, в діапазоні теплових потоків від 0,9 Вт·см⁻² до 2,1 Вт·см⁻². Автори відзначили неоднозначну залежність коефіцієнта

тепловіддачі від масового потоку та температури насичення при різних значеннях масового паровмісту. У роботі [98] випробували горизонтальну трубку з внутрішнім діаметром 3 мм при рівні насичення від $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, масовими швидкостями від 40 до $200\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$, у діапазоні теплових потоків від 1 до $3\text{ Вт}\cdot\text{см}^{-2}$ в широкому діапазоні масового паровмісту (0,1 – 1,0). Автори відзначили суттєву залежність коефіцієнта тепловіддачі при випаровуванні аміаку від режиму потоку, а саме конвекційне випаровування у кільцевому та дисперсному режимах. Було проаналізовано умови висихання та відзначено, що існуючі кореляції для двофазного потоку не відповідають умовам після висихання. Таким чином, залежність коефіцієнта тепловіддачі від тиску, масового потоку, масового паровмісту та теплового потоку істотно ускладнює кількісне оцінювання.

У цілому у відкритому доступі відсутні дослідження коефіцієнтів тепловіддачі для аміаку при температурі насичення вище $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Це зумовило основні задачі наявного експериментального дослідження особливостей кипіння аміаку в гладких трубах. Зокрема, було охарактеризовано вплив сил тяжіння на величини коефіцієнта тепловіддачі аміаку при високих температурах насичення від $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ та масовій швидкості від $80\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$ до $120\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$. Ці основні параметри характерні для енергоустановок ОЦР та СЗТР КА.

4.1 Експериментальні дослідження

4.1.1 Тестові зразки

Як випарник аміаку випробовується двополичний екструдований алюмінієвий профіль з внутрішнім діаметром 11 мм (рисунок 4.1). Матеріал профіля – AL6061. Внутрішня шорсткість коливається в межах $0,7\ldots 1,0\text{ мкм}$. Вибір профіля був обумовлений наявністю та зручністю при реалізації

методики ідентифікації коефіцієнта тепловіддачі при кипінні аналогічно процесам конденсації (глава 3).

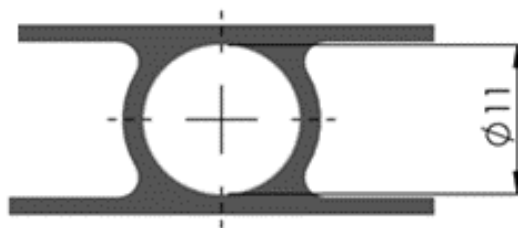


Рисунок 4.1 – Профіль труби

На рисунку 4.2 показано загальне розташування досліджуваного зразка з алюмінієвими базовими пластинами з електричними нагрівачами і дев'ятьма поверхневими термопарами ($T_{t1}, \dots, t3$; $T_{m1}, \dots, m3$; $T_{b1}, \dots, b3$), установленими в трьох секціях уздовж зразка. Тепловий контакт між лінією охолодження та профілем забезпечує графітова прокладка.

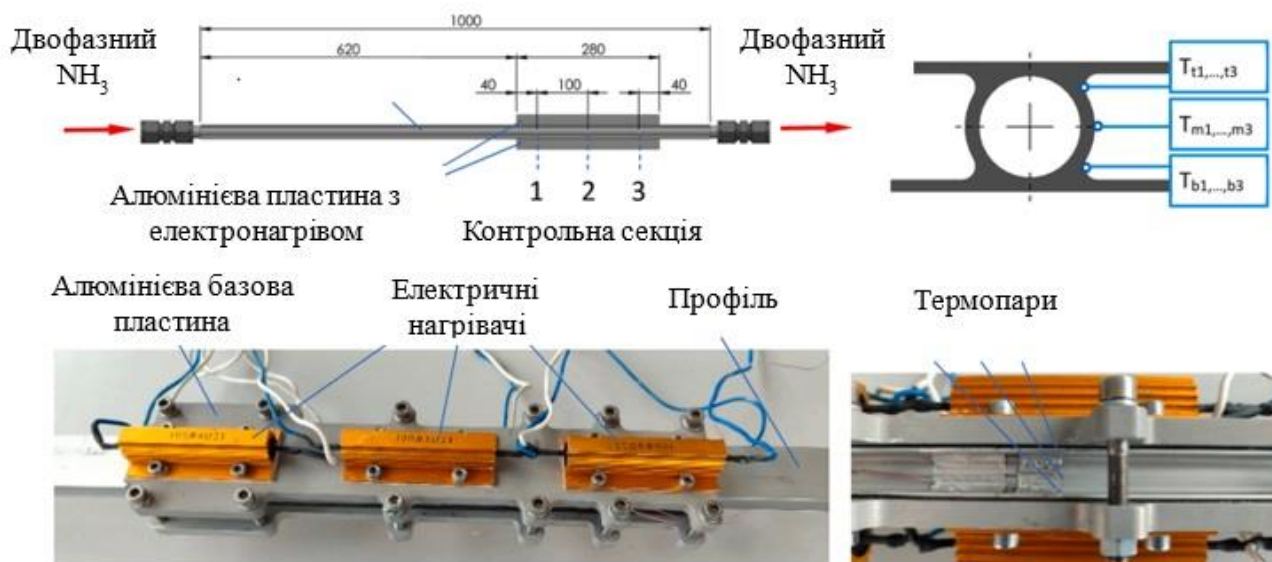


Рисунок 4.2 – Схема випробувального зразка

4.1.2 Експериментальний стенд

Тестовий складальний стенд (див. рисунок 4.2) інтегрувалася в універсальний аміачний експериментальний стенд, як показано на рисунку 4.3. Принцип роботи стенда та вимірювальне обладнання розглянуто у попередньому розділі. Процедура ідентифікації масового паровмісту на виході з випарника аналогічна дослідженню конденсації.

У досліджуваному зразку необхідна кількість тепла підводиться до двофазного аміаку як від верхньої, так і від нижньої базової пластини з електричними нагрівачами. Верхні та нижні нагрівачі окремо керуються прецизійними блоками живлення постійного струму (TDK Lambda), щоб гарантувати рівномірне теплопостачання з високою точністю (менше $\pm 1\%$). Ретельна двошарова теплоізоляція гарантувала несуттєвість теплових втрат (трохи більше $\pm 5\%$).

4.1.3 Граничні умови

У таблиці 4.1 подано граничні умови для горизонтального, вертикального висхідного і низхідного потоків.

Таблиця 4.1 – Двофазні граничні умови

Профіль	Рівень тиску P_1 , бар	Температура насичення $T_s(P_1)$, °C	Масовий паровміста на вході x	Масова швидкість на вході G , $\text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}^{-1}$	Конфігурація
#1	17,8; 23,1; 29,5	45,0; 55,0; 65,0	0,1...0,9	60,0...120,0	Горизонтально, висхідний

4.1.4 Ідентифікація коефіцієнта тепловіддачі

Середній коефіцієнт тепловіддачі при випаровуванні (α_{ev}) уздовж досліджуваного зразка можна знайти таким чином:

$$\alpha_{ev} = \frac{Q_{ev}}{A_{HTC}(T_{av} - T_s(P_1))}. \quad (4.1)$$

Методика ідентифікації середньої температури зволоженої поверхні (T_{av}) аналогічна поданій у попередньому розділі для конденсації (пункт 3.2.2). Результати моделювання для труби діаметром 11 мм (рисунок 3.7) повною мірою справедливі для процесів із підведенням теплоти. Отже, рівняння коефіцієнта тепловіддачі при кипінні має остаточний вигляд (для $N = 9$):

$$\alpha_{ev} = \frac{q_{ev}}{[T_s(P_1) - T_g - \Delta T_g(q_{ev}) \pm 0.3/\sqrt{9} \pm \Delta T_s]}. \quad (4.2)$$

4.2 Результати експериментів та їх аналіз для гладкої труби з внутрішнім діаметром 11 мм

5.2.1 Горизонтальне положення гладкої труби з внутрішнім діаметром 11 мм

На рисунку 4.3 показано ідентифіковані коефіцієнти тепловіддачі при випаровуванні в трубі у горизонтальній орієнтації. Середній масовий паровміст (x_{av}) визначається як середнє значення масового паровмісту на вході та на виході труби. Маркери «-» і «+» відповідають максимальній і мінімальній оцінкам, отриманим коефіцієнтам тепловіддачі. У таблиці 4.2 наведено показання температури поверхні для деяких випадків, це дає змогу оцінити відповідний розподіл температури алюмінієвого профілю в зоні теплопередачі.

Таблиця 4.2 – Показання поверхневих датчиків температури ($T_s \approx 45\text{ }^{\circ}\text{C}$, $G \approx 120\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$)

#	T_s , $^{\circ}\text{C}$	x_{av}	G , $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$	q_{ev} , $\text{Вт}\cdot\text{см}^{-2}$	Секція 1			Секція 2			Секція 3			T_{av} , $^{\circ}\text{C}$
					T_{b1} , $^{\circ}\text{C}$	T_{m1} , $^{\circ}\text{C}$	T_{t1} , $^{\circ}\text{C}$	T_{b2} , $^{\circ}\text{C}$	T_{m2} , $^{\circ}\text{C}$	T_{t2} , $^{\circ}\text{C}$	T_{b3} , $^{\circ}\text{C}$	T_{m3} , $^{\circ}\text{C}$	T_{t3} , $^{\circ}\text{C}$	
1	46.06	0.69	121.0	2.92	49.0	48.1	49.1	48.3	47.6	49.0	49.0	47.8	48.8	48.52
2	46.07	0.70	121.4	5.08	50.2	48.8	50.7	49.4	48.1	50.5	50.2	48.4	50.4	49.64
3	46.12	0.71	121.4	7.68	51.5	49.4	52.1	50.6	48.6	52.0	51.6	48.9	51.7	50.71
4	46.23	0.81	120.9	7.68	51.8	49.6	52.2	50.8	48.7	52.0	51.8	49.1	51.8	50.87
5	46.20	0.86	120.8	7.68	51.9	49.8	52.3	50.9	48.8	52.1	51.8	49.1	51.8	50.95
6	46.14	0.91	120.6	7.68	52.3	50.2	53.3	51.1	49.0	52.4	52.0	49.3	51.9	51.28
7	46.13	0.94	120.6	7.68	53.4	51.2	54.2	51.5	49.4	53.2	52.2	49.4	52.0	51.83
8	46.00	0.51	121.0	7.68	52.1	50.2	52.2	50.6	48.6	51.7	51.5	48.9	51.3	50.78
9	45.97	0.49	121.3	5.16	50.7	49.3	50.8	49.5	48.1	50.4	50.3	48.4	50.1	49.73
10	45.97	0.49	121.6	2.91	49.3	48.5	49.3	48.4	47.7	49.0	49.1	47.9	48.8	48.67
11	45.64	0.30	121.4	2.92	49.2	48.3	49.1	48.1	47.5	48.8	48.9	47.7	48.5	48.46
12	45.70	0.31	121.7	5.08	50.7	49.5	51.3	49.3	48.1	50.6	50.2	48.4	50.2	49.82
13	45.71	0.31	121.5	7.67	51.8	50.0	52.6	50.4	48.4	52.0	51.4	48.9	51.7	50.79
14	45.35	0.12	121.8	7.67	51.4	49.3	52.1	50.2	48.1	51.8	51.3	48.7	51.8	50.52
15	45.42	0.10	122.0	5.08	50.3	48.8	50.7	49.2	47.8	50.5	50.1	48.3	50.3	49.54
16	45.38	0.09	121.3	2.92	49.1	48.0	48.7	48.0	47.2	48.5	48.8	47.5	48.4	48.25

На перший погляд можна помітити, що існує очевидна зміна поведінки коефіцієнта тепловіддачі між масовими швидкостями $G = 80\ldots 100\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ при $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $G = 60\ldots 80\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ при $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Швидше за все, тут має місце зміна режиму течії. Незначне зниження коефіцієнта тепловіддачі зі збільшенням масового паровмісту може вказувати на стратифіковано-хвильовий режим (SW). При цьому в верхній частині каналу може відбуватися часткове висихання плівки рідини. Збільшення ж коефіцієнта тепловіддачі при більш високому масовому паровмісту може свідчити про перехід до кільцево-хвильового режиму (AW). При цьому рідка фаза рівномірно розподілена по периметру каналу, що обігрівається. На діаграмах перехід SW-AW показано вертикальною лінією ($J_{v0} = 100\text{ Н}\cdot\text{м}^{-2}$, див. рівняння 2.9), оцінка якої була отримана експериментально для потоку аміаку в горизонтальних трубах за аналогічних граничних умов. У більшості випадків перехід добре узгоджується зі зміною механізму тепловіддачі.

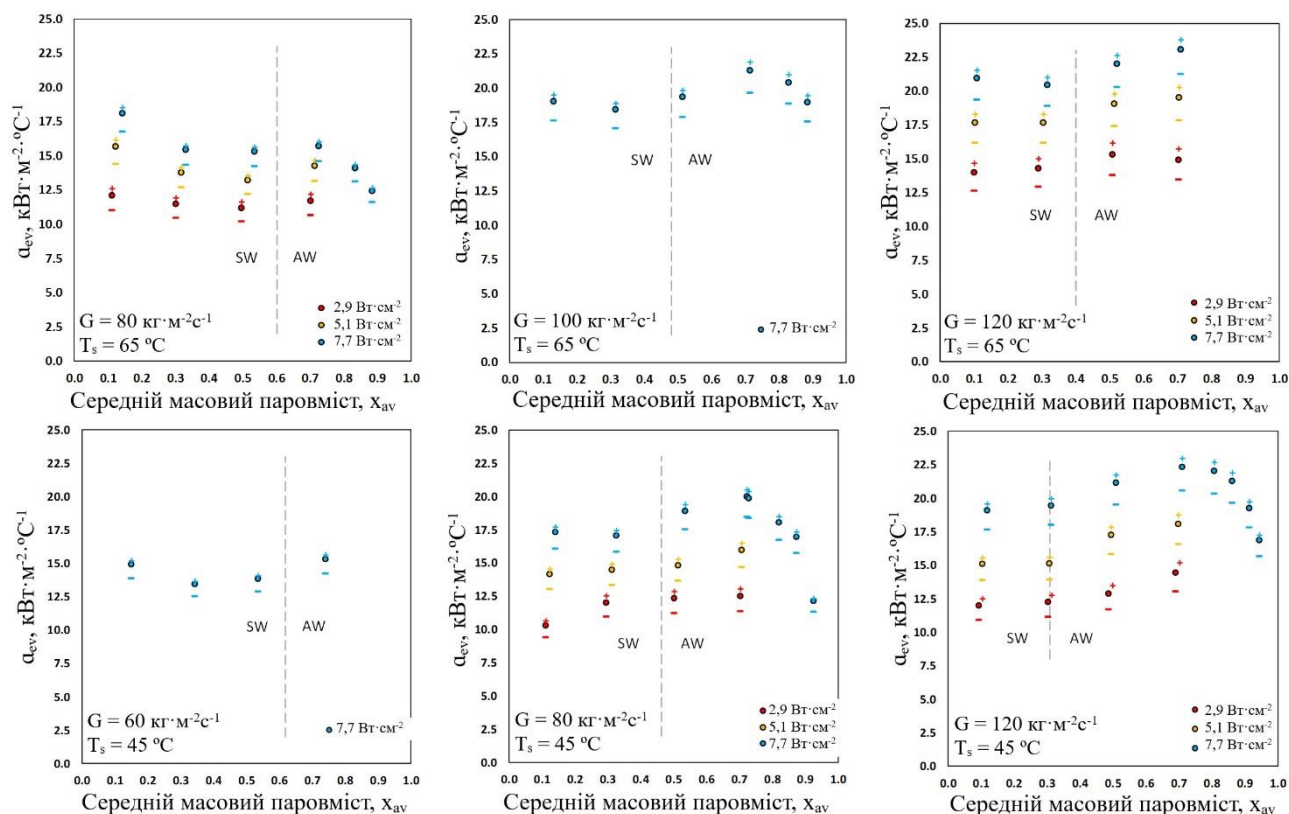


Рисунок 4.3 – Ідентифікований коефіцієнт тепловіддачі при кипінні в трубі діаметром 11 мм при різних температурах насичення (45 °С, 65 °С) та масових швидкостях (60...120 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$)

На рисунку 4.4 показано різницю між середніми вимірюваними температурами верхньої (T_{ta}) і нижньої (T_{ba}) стінок для деяких перехідних випадків, що вказує на ознаки висихання у верхній області труби. Випадки при $G = 60 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$ при 45 °С і $G = 80 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$ при 65 °С демонструють значно більше погіршення тепловіддачі у верхній частині профілю, що також вказує на перехід SW-AW. Водночас слід зазначити, що тепловіддача у верхній частині профілю дещо гірша, навіть при високій масовій швидкості, для якої більш доцільним є кільцевий або перемежувальний режим. Слід відзначити, що розділення двофазного потоку на чіткі режими часто умовна і суб'єктивна.

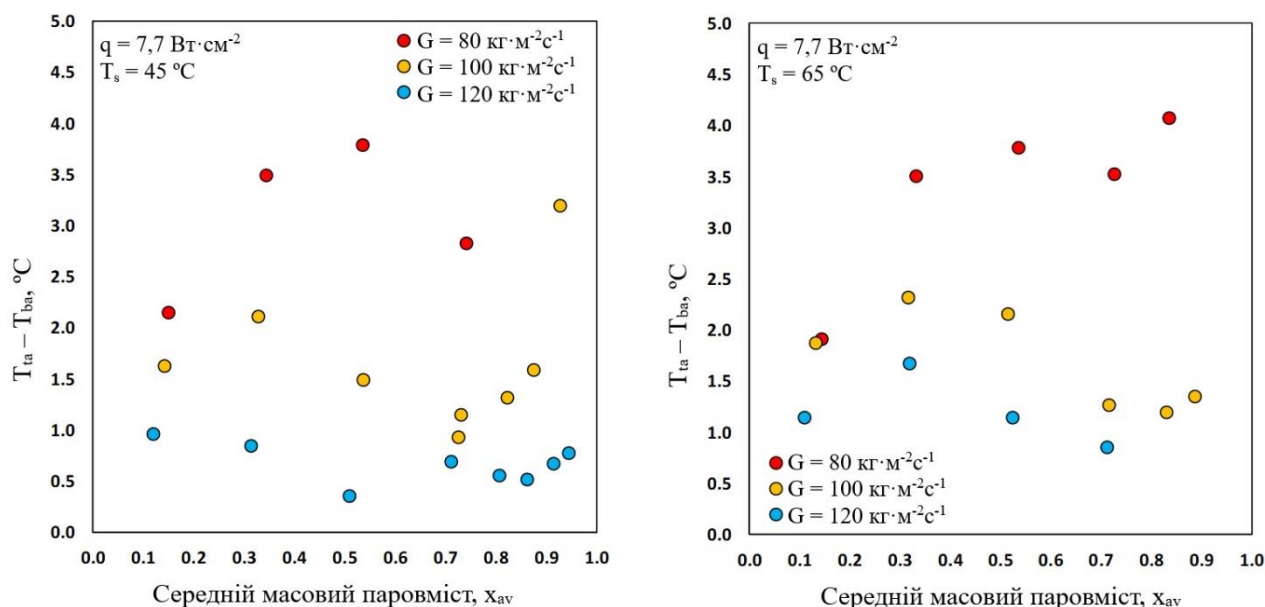


Рисунок 4.4 – Різниця середніх вимірених температур стінок у верхній і нижній частинах горизонтальної труби діаметром 11 мм

З інженерної точки зору точне передбачення кривих переходу не є суттєвою проблемою, якщо припустити, що насправді це не лінія, а область. Кільцевий режим забезпечує більш високі коефіцієнти тепловіддачі при кипінні, які збільшуються разом із масовою швидкістю та масовим паровмістом аж до повного висихання. Таким чином, ці висновки мають бути обов'язковими на рівні проектування випарників енергетичних систем. Згідно з даними, отриманими в цьому дослідженні, аміачні випарники з горизонтальним потоком для випадків з високим тиском повинні бути розроблені з масовою швидкістю аміаку, значно вищою ніж $G = 100$ кг·м⁻²·с⁻¹, щоб гарантувати високий та передбачуваний коефіцієнт тепловіддачі при випаровуванні у широкому діапазоні масового паровмісту (не менше 0,1...0,7). Водночас, максимальний масовий паровміст повинен бути обмежений настанням умов висихання.

У роботі [99] розробили емпіричну кореляцію для оцінювання початку висихання залежно від масового паровмісту

$$x_{di} = 0.58e^B \quad (4.3)$$

$$B = 0,52 - 2,1 \cdot 10^{-5} We_V^{0,96} Fr_V^{-0,02} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-0,08}, \quad (4.4)$$

де під числами Вебера та Фруда парової фази розуміють [99] такі вирази:

$$We_V = \frac{G^2 D}{\rho_V \sigma}; \quad (4.5)$$

$$Fr_V = \frac{G^2}{\rho_V (\rho_L - \rho_V) g D}. \quad (4.6)$$

У роботі [100] модифікували кореляцію Морі [99] з урахуванням теплового потоку на основі наявних коефіцієнтів тепловіддачі:

$$B = 0,52 - 0,235 We_V^{0,17} Fr_V^{0,37} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0,25} \left(\frac{q}{q_{cr}} \right)^{0,70} \quad (4.7)$$

Деякі дослідники [98] припускають, що моделі Морі [99] та Войтана [100] можна використовувати для характеристики початку висихання аміаку в гладкій горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 3 мм. На рисунку 4.5 видно, що ці моделі дають досить оптимістичні оцінки початку висихання. У цьому дослідженні початок висихання відбувається при масовому паровмісті 0,78 і не залежить від рівня насичення та масової швидкості.

На рисунку 4.6 наведено кількісну відповідність коефіцієнта тепловіддачі при випаровуванні аміаку з даними отриманими іншими авторами при низьких температурах насичення. При масовій швидкості $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і високому тепловому потоці узгодженість цих випробувань є логічною з очевидною тенденцією – збільшення коефіцієнта тепловіддачі при підвищенні температури насичення. При $G = 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і низькому тепловому потоці існує якісна і кількісна різниця в поведінці коефіцієнта тепловіддачі при низькому масовому паровмісті. Цю розбіжність важко пояснити, але взагалі порівняння підтверджує адекватність отриманих результатів.

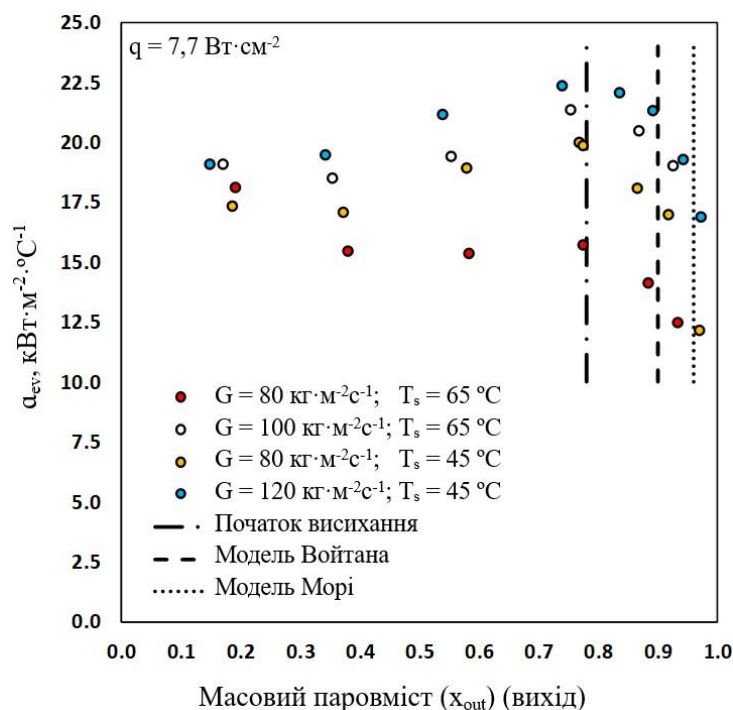


Рисунок 4.5 – Початок висихання в горизонтальному потоці

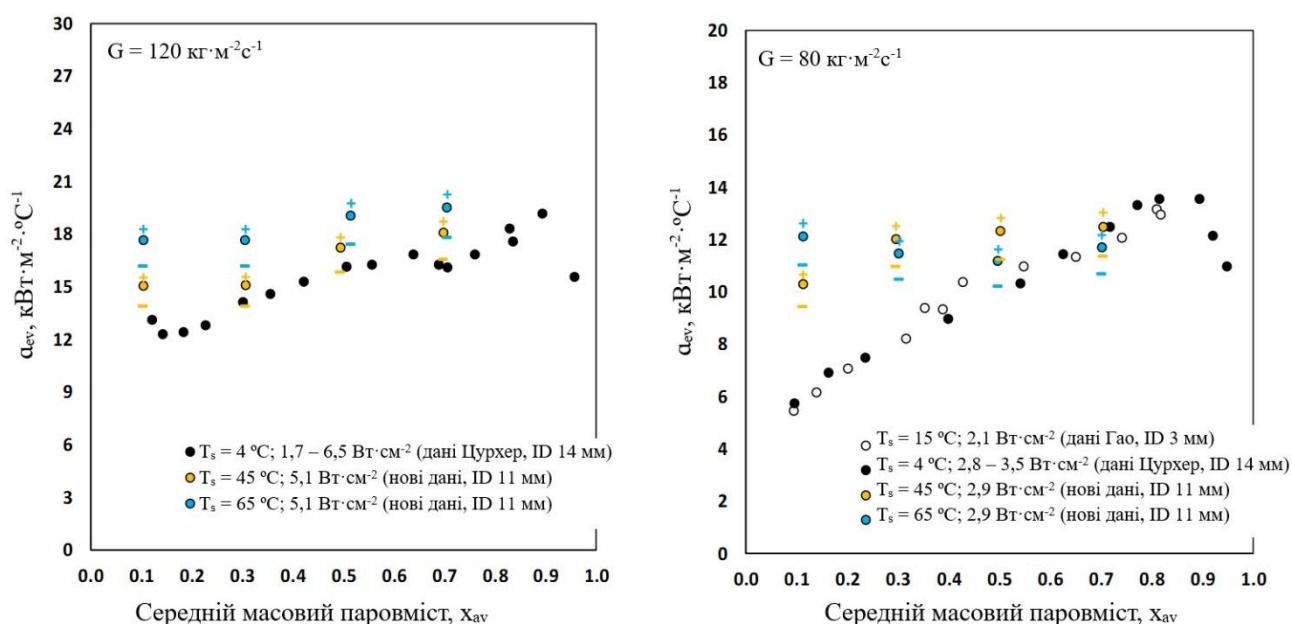


Рисунок 4.6 – Порівняння нових та існуючих даних щодо кипіння аміаку

Для кільцевого режиму пропонується така кореляція Каттана [101] для коефіцієнта тепловіддачі при випаровуванні в горизонтальній трубі:

$$\alpha_{ev} = [\alpha_{nb}^3 + \alpha_{cb}^3]^{1/3}, \quad (4.8)$$

де кореляція Купера [102] була запропонована для коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні:

$$\alpha_{nb} = 55 \left(\frac{P}{P_{cr}} \right)^{0,12} \left(-\log \frac{P}{P_{cr}} \right)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (4.9)$$

Отже загальний вигляд конвективного коефіцієнта тепловіддачі набуває такого вигляду:

$$\alpha_{cb} = 0,0133 \left(\frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \right)^{0,69} \left(\frac{C_{pL}\mu_L}{k_L} \right)^{0,4} \frac{k_L}{\delta} \quad (4.10)$$

де товщина рідкої плівки

$$\delta = 0,25D(1 - \varepsilon) \quad (4.11)$$

У роботі Зухера [103] підтвердили адекватність та точність моделі Каттана [101] з прогнозування коефіцієнта тепловіддачі при кільцевому кипінні потоку аміаку в горизонтальних трубах. На рисунку 4.7, а показано можливості кореляції [101] для опису кипіння потоку в поточних випадках дослідження та середньої абсолютної процентної похибки (MAPE):

$$MAPE = \frac{1}{N} \sum \frac{|\alpha_{ev} - \alpha_{pred}|}{\alpha_{ev}} 100 \%. \quad (4.12)$$

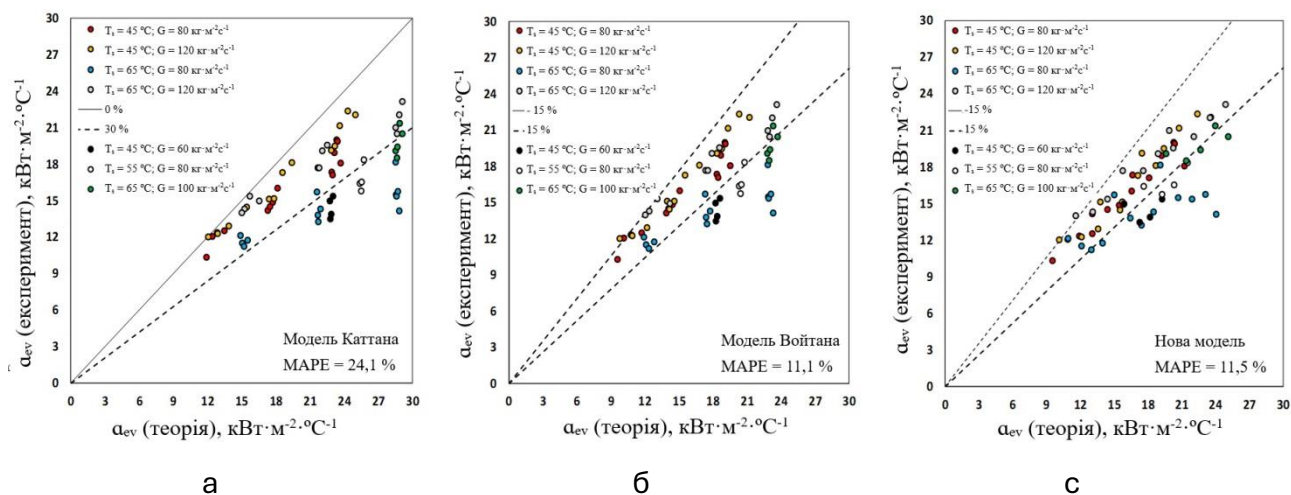


Рисунок 4.7 – Порівняння коефіцієнта тепловіддачі при випаровуванні аміаку в горизонтальній трубі діаметром 11 мм з оцінювання найбільш відповідних кореляцій

Модель відокремлює дані випробувань стратифіковано-хвильового режиму (45°C і $G < 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$; 65°C і $G < 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і 55°C , $G = 80 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$). Ці дані не використовуються в оцінці MAPE. Взагалі кореляція Каттана [101]

переоцінює коефіцієнт тепловіддачі при випаровуванні аміаку в горизонтальних трубах. У роботі Войтана [104] автори дійшли висновку, що при збільшенні теплового потоку ($q > 0,75 \text{ Вт} \cdot \text{см}^{-2}$) при кільцевому режимі течії R22 і R410A необхідно зменшити оцінку Купера [102] для бульбашкового кипіння на 20 %:

$$\alpha_{ev} = [(0,8\alpha_{nb})^3 + \alpha_{cb}^3]^{1/3}. \quad (4.13)$$

На рисунку 4.7, с видно, що ця рекомендація добре працює у поточному дослідженні. Однак у цій роботі було запропоновано увести коефіцієнт придушення бульбашкового механізму кипіння як відношення коефіцієнтів тепловіддачі, розрахованих за конвективною та бульбашковою моделями. Найкращі оцінки були отримані для такого виду кореляції:

$$\alpha_{ev} = \left[\left(\left(\frac{\alpha_{cb}}{\alpha_{nb}} \right)^{0,17} \alpha_{nb} \right)^3 + \alpha_{cb}^3 \right]^{1/3}. \quad (4.14)$$

З рисунка 4.7, с випливає, що нова модель (рівняння (4.14)) для розглянутих випадків працює якісно краще, ніж інші розглянуті кореляції. Однак кількісно обидві кореляції (Войтана [100] та (4.14)) достатньо точно передбачають коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку у горизонтальних трубах при високих температурах насичення.

4.2.2 Висхідний потік аміаку в гладкій трубі з внутрішнім діаметром 11 мм

На рисунку 4.8 порівнюються отримані коефіцієнти тепловіддачі при випаровуванні в трубі для горизонтального та висхідного потоків за фіксованих граничних умов. Кількісно коефіцієнт тепловіддачі у висхідному потоці на 15...30 % більший. У випадках з більш вищим тепловим потоком показано більшу розбіжність для горизонтальної та висхідної течій. Це може вказувати на те, що механізм бульбашкового кипіння сильно залежить від теплового потоку, який переважає у висхідному випадку. Підтвердження цього припущення витікає з того, що коефіцієнт тепловіддачі майже не залежить від масового паровмісту.

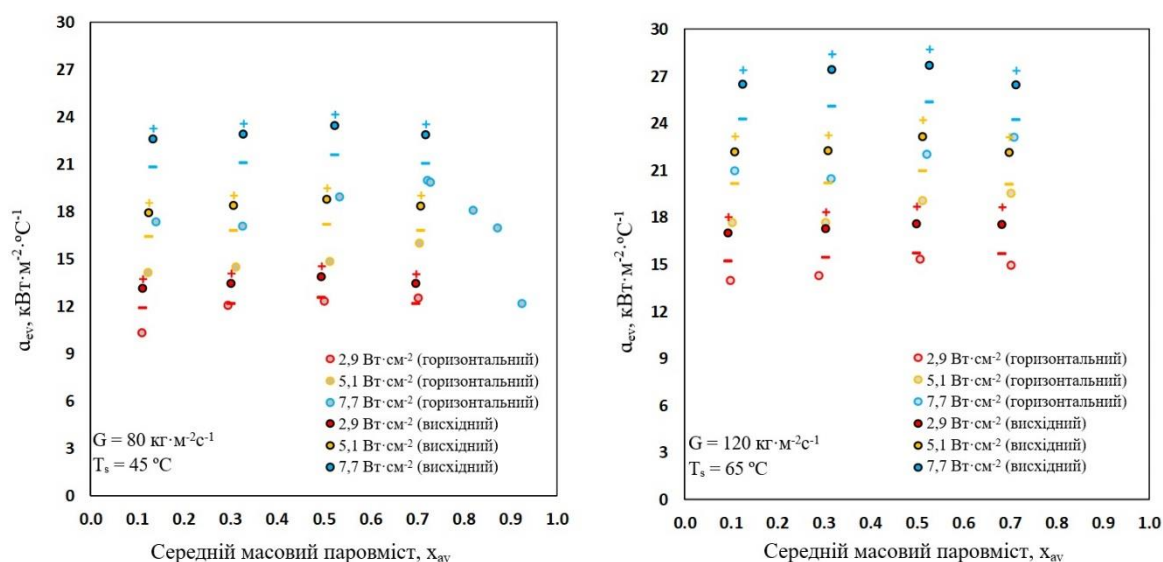


Рисунок 4.8 – Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі в трубі діаметром 11 мм для горизонтального та висхідного випадків

На рисунку 4.9 показано, що кореляції Каттана [101] та Купера [102] дуже точно підтверджують експериментальні дані для висхідного потоку. Це означає, що кореляція Войтана [100] та рівняння (4.14) підходять лише для горизонтального випадку. Швидше за все, коефіцієнт придушення бульбашкового механізму кипіння враховує гравітаційний вплив, який навіть для кільцевого двофазного режиму в горизонтальній трубі забезпечує різницю в розподілі рідкої фази між верхньою і нижньою областями нагрітого периметра.

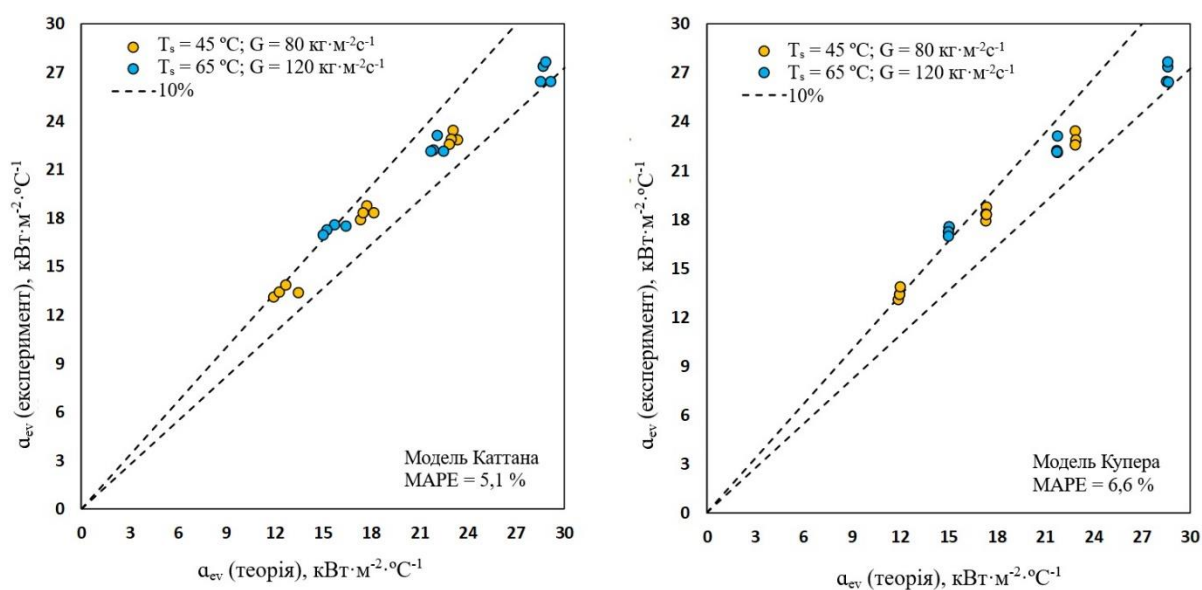


Рисунок 4.9 – Порівняння коефіцієнта тепловіддачі при випаровуванні аміаку у висхідному потоці в трубі з внутрішнім діаметром 11 мм з оцінками найбільш прийнятних кореляцій

4.3 Висновок по розділу 4

У результаті експериментального дослідження коефіцієнта тепловіддачі при кипінні аміаку при температурі насичення – від 45 °С до 65 °С, масовому паровмісті – від 0,1 до 0,9, масовій швидкості – від 60 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$ до 120 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$ в гладкій трубі при різних орієнтаціях (горизонтальне, вертикальне з висхідним потоками) було виявлено наступне:

Існуючі кореляції для коефіцієнта тепловіддачі при випаровуванні потоку аміаку в горизонтальній гладкій трубі при низьких рівнях насичення достатньо точно прогнозують кипіння аміаку в горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 11 мм при набагато вищому рівні температури насичення. Однак було запропоновано нову феноменологічну рекомендацію для фактора придушення бульбашкового механізму кипіння, згідно з якою демонструється краща кількісна та якісна адекватність отриманим даним.

Карта двофазних режимів перебігу аміаку в горизонтальних каналах, запропонована в розділі 2, на основі експериментальних даних добре узгоджується з результатами поведінки тепловіддачі при кипінні. Показано, що для очікуваного стратифіковано-хвильового режиму течії коефіцієнт тепловіддачі знижується зі збільшенням масового паровмісту. При цьому для кільцевого режиму ситуація стає зворотною.

Граничний масовий паровміст, при якому настає погіршення теплообміну при кипінні аміаку в горизонтальних і вертикальних каналах, пов'язане з висиханням плівки рідини, не залежить від масової швидкості і може бути прийнято на рівні 0,7 у широкому діапазоні граничних умов, що є більш консервативною оцінкою для проєктування каналних випарників, ніж ті, що дають загальноприйняті моделі.

Вертикальна конфігурація з висхідним потоком дає на 15...30 % вищий коефіцієнт тепловіддачі, ніж горизонтальна за тих самих граничних умов. Кореляція Каттана [101] без фактора придушення бульбашкового механізму кипіння найкраще відповідає даним щодо аміаку у висхідному потоці.

Обґрунтовано що для потоку аміаку у вертикальних каналах з масовими швидкостями від $60 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку може визначатись кореляціями для бульбашкового кипіння у великому об'ємі.

Результати, що наведені в розділі 4, опубліковано у [Б.4, Б.6]

РОЗДІЛ 5

МІСЦЕВІ ВТРАТИ ТИСКУ В ОДНОФАЗНОМУ ТА ДВОФАЗНОМУ ПОТОКАХ АМІАКУ ПРИ РІЗКОМУ РОЗШИРЕННІ ТА ЗВУЖЕННІ

Особливості раптового розширення та звуження є невід’ємною частиною більшості гідравлічних і теплообмінних систем. Втрата механічної енергії має значення в кожній частині гідравлічного контуру. Оптимізація системи щодо вартості, розміру, маси та енергоспоживання потребує адекватного прогнозування втрати тиску. У разі однофазного потоку рідини або пари втрата тиску в більшості інженерних застосувань всебічно вивчена, а співвідношення експериментально підтверджені для ньютонівських і неньютонівських рідин. На жаль, цього не можна сказати про двофазний потік, що протікає через місцевий опір. Невизначеність і різноманітність двофазних режимів, які не мають адекватних кількісних незалежних від типу рідини феноменологічних визначень, суттєво ускладнюють будь-які двофазні експериментальні дослідження, пов’язані з ідентифікацією незворотних втрат тиску.

Перепад статичного тиску двофазного потоку, який включає незворотні та зворотні складові, можна виміряти аналогічно однофазним випадкам. Характеристика умов зворотної складової тиску, щоб виключити її з виміряного статичного спадання тиску, ускладнюється значною невизначеністю швидкостей рідини та пари до та після місцевого опору. Як наслідок, з середини минулого століття до сьогодні більшість спеціалізованих досліджень не розділяють незворотні та зворотні складові виміряного перепаду статичного тиску вздовж місцевого опору. Багато різних моделей були запропоновані для спадання статичного тиску при розширенні та звуженні на основі результатів експериментів [105, 106, 107, 108, 109]. Починаючи з кінця XX століття, кожне наступне дослідження з новою геометрією, рідиною та граничними умовами показало колосальну розбіжність порівняно з існуючими експериментальними даними та моделями. Наприклад, у роботі [109] оцінили адекватність різних моделей статичного спадання тиску на основі тестів повітря-вода та R12 на

звуженні в трубах з діаметром ID 56,5 мм. Отримані дані з попередніх досліджень були дуже розсіяні. Однак автори дійшли висновку, що підхід із ефективною двофазною густиною, розрахованою за аналітичною моделлю об'ємного паровмісту, дає найкращі оцінки (80 % точок з точністю ± 30 %) статичного спадання тиску на звуженні. Однак більшість авторів попередніх досліджень рекомендували використовувати гомогенну густину. В роботі [110] оцінили двофазні втрати тиску в потоці повітря-вода на звуженні та розширенні в трубах з внутрішніми діаметрами ID 0,84 мм і 1,60 мм. Вони виявили величезну розбіжність з попередніми моделями, включаючи гомогенну модель та модель Шмідта і Фріделя [109]. У роботі [111] досліджували повітряно-масляний потік через розширення і виявили, що кожна існуюча модель відновлення тиску була абсолютно неточною. Також були досліджені [112] випадки спадання тиску в суміші повітря-вода на звуженні малих прямокутних каналів (2...6 мм сторін). Значна розбіжність була отримана при порівнянні з гомогенними моделями Шмідта і Фріделя [109] та іншими. В роботі [113] порівняли різні моделі і виявили, що гомогенна модель дає найгірші прогнози порівняно з іншими моделями. Дослідження [114] спадання тиску двофазного потоку речовин HFO-1234yf, R-134a та R-410A на раптових звуженнях у трубах з внутрішніми діаметрами ID 7,90 і 10,85 мм не дозволили перевірити кожен існуючу модель, і була запропонована нова. У роботі [115] тестували азот з водою, чистий та водний етанол та HFE-7200 на звуженні в малих прямокутних каналах (0,23...0,78 мм сторін). Було запропонована нова модель з точністю $>\pm 50$ %, оскільки попередні були абсолютно неточними. Також вивчали [116] потік при раптовому розширенні в мікро-прямокутному каналі (0,3 мм x 3,2 мм) та існуючі моделі відновлення тиску знову не узгоджуються з отриманими експериментальними даними. Таким чином, ситуація з моделями для перепаду тиску в двофазному потоці при стисненні та розширенні є пригнічуючою навіть без розгляду незворотної складової спадання тиску. Використання існуючих моделей спадання статичного тиску з метою виділення дисипативних складових не є обґрунтованою і може призвести до значної невизначеності оцінок. Взагалі,

дослідження перепаду статичного тиску у двофазному потоці та різні моделі не мають особливого сенсу для проєктування теплогідравлічних систем, де необхідно чітко оцінювати значення незворотних втрат механічної енергії.

Невизначеність оборотного перепаду тиску при прискоренні потоку також була визнана для однофазних потоків. Профіль швидкості рідини, наприклад майже рівномірний або параболічний, у ділянках до і після місцевого опору можуть мати істотний вплив на можливість оцінювання втрат енергії. Цей аспект найбільш підходить для міні- та мікроканалів, де вимірювання поля швидкості рідини в розрізі (наприклад, оптичний метод [117]) або імпульсу потоку (наприклад, відбивні пластини [118]) стає обов'язковим для підвищення достовірності висновків. На жаль, надійний метод вимірювання/ідентифікації профілю швидкості рідини або підхід до прогнозування ще не запропоновано для малих непрозорих труб залежно від діаметра трубки, матеріалу стінки, якості поверхні та природи рідини. У роботі [110] показали значну різницю в коефіцієнтах втрати тиску при розширенні та звуженні між експериментами з повітрям та водою в мініканалах (0,84 мм та 1,60 мм). Те саме зауважили [119] для труб з внутрішніми діаметрами 0,33 мм і 0,58 мм, а також суттєву роль профілю швидкості рідини в передбачуваності локальних втрат при звуженні та розширенні. У роботі [120] повідомили про хорошу узгодженість між даними випробувань і теоретичними моделями ламінарного розширення води в мікро-каналах ($< 0,8$ мм). Таким чином, навіть для однофазних потоків природа рідини має велике значення, і теорія, що охоплює макро- та мікротрубки, все ще не є вичерпною.

З двофазними потоками ситуація набагато гірша. Тут наявні тестові дані щодо локальних втрат у місцевому опорі, включаючи розширення та звуження, дуже мізерні, і їх достовірність не може бути добре оцінена. У літературі було згадано лише кілька зрілих підходів до прогнозування. Гомогенний підхід [121], розроблений на основі даних випробування пароводяної суміші [122], що охоплює випадки з геометричним коефіцієнтом (співвідношення площ прохідного перерізу) від 0,144 до 0,398 при масових швидкостях від

700 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ до 6500 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$, тиску від 13,8 бар до 34,5 бар і масовим паровмістом до 0,265. У роботі [118] запропоновано гетерогенну модель з емпіричним коефіцієнтом, узагальненим на основі доступних даних повітряно-водяних і пароводяних випробувань. Також є гетерогенні моделі [123, 133] з коефіцієнтом прослизання фаз, вони зосереджені на клапанах, отворах тощо. Були перевірені [125] кореляції для повітряного потоку через різні отвори та виявлено, що ті, які зробив Чізхолм [132], найкраще підходять. Проте була запропонована нова модель, зоснована на об'ємному паровмісті, що забезпечує точність $\pm 20\%$. У роботі [126] дійшли висновку, що підхід Чізхолма добре працює для повітряно-водяного потоку, котрий проходить через повороти (внутрішній діаметр від 26,5 мм до 56,5 мм).

Таким чином, наявні дані випробувань і спроби валідації моделей є далеко не вичерпними для однофазних і двофазних потоків. Будь-яке експериментальне обґрунтування однофазних і двофазних місцевих втрат тиску може мати значення, особливо з властивостями рідини, що відрізняються від пароводяної та повітряно-водяної сумішей. Нині використання будь-якого методу прогнозування в інженерній діяльності недостатньо підтверджується розумінням консервативної оцінки діапазону невизначеності. Існує дві основні причини вибору безводного аміаку, незважаючи на очевидну складність порівняно з водою та традиційними холодоагентами. По-перше, співвідношення фазової густини аміаку більш ніж у два рази нижче, ніж у води або HFC рідин. Перевірка існуючих двофазних моделей втрати тиску на таких випробуваннях аміаку може забезпечити ширший феноменологічний діапазон, що супроводжується діапазоном невизначеності. По-друге, безводний аміак є життєво важливою рідиною для майбутнього переходу до «зеленої» енергії як носій водню та ефективна робоча рідина для застосування в СЗТР КЕУ.

5.1 Методологія дослідження

5.1.1 Визначення однофазних місцевих втрат тиску.

Зрозуміло, що спадання статичного тиску в прямому каналі з місцевим опором (рисунок 5.1) визначається рівнянням Бернуллі, яке загалом впливає із закону збереження енергії. Для нестисливої рідини, нехтуючи впливом гравітації, маємо:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \left[\frac{\rho_2 W_2^2}{2} - \frac{\rho_1 W_1^2}{2} \right] + \Delta P_{\text{dis}}. \quad (5.1)$$

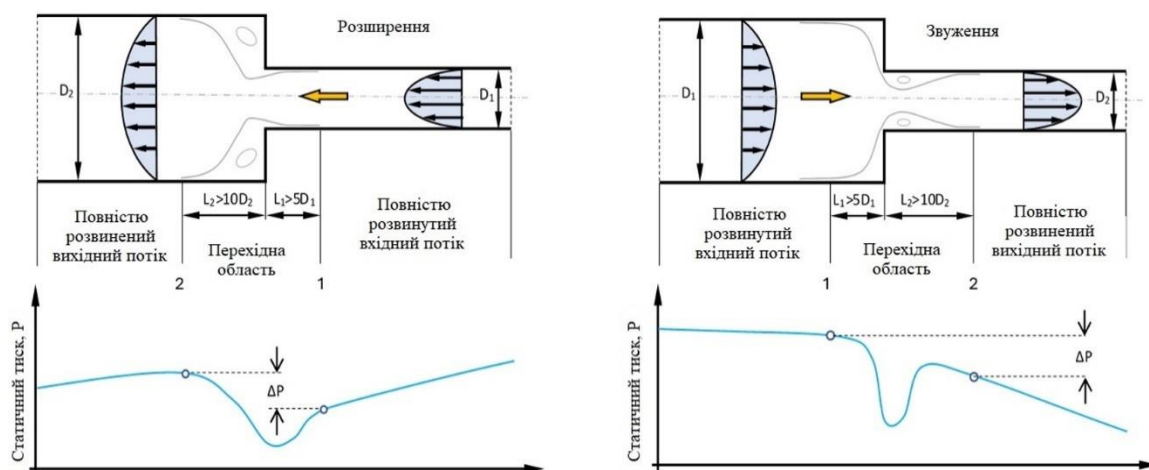


Рисунок 5.1 – Поведінка статичного тиску в каналі з раптовим розширенням та звуженням

Перший член у рівнянні (ΔP_m) відповідає за зворотну частину механічної енергії, пов'язану з прискоренням потоку. Другий член рівняння – дисипативна частина (ΔP_{dis}) характеризує незворотні втрати механічної енергії через в'язкість. У випадку, коли канал має постійну площу перерізу, дисипація механічної енергії виникає внаслідок гальмування та адгезії рідини на стінці, що призводить до появи "внутрішнього" тертя (в'язкості) між частинками рідини, які рухаються з різною швидкістю. Так звані втрати тиску на тертя (ΔP_{fr}) характеризують цей ефект дисипації. У каналі з місцевим опором додаткова

дисипація відбувається через прискорення, гальмування або зміну напрямку швидкості частинок рідини на перешкодах (наприклад, звуження, розширення або вигин), традиційно вона називається місцевими втратами тиску (ΔP_{loc}). Незважаючи на визначення, місцеві втрати тиску не відбуваються місцево, а розподіляються на певну перехідну область (див. рисунок 5.1). Місцеві втрати тиску та втрати тиску на тертя нерозривно пов'язані в перехідній області. Однак через спрощення дисипація механічної енергії в потоці визначається рівнянням

$$\Delta P_{\text{dis}} = \Delta P_{\text{fr}} + \Delta P_{\text{loc}}. \quad (5.2)$$

Слід зазначити, що під втратами тиску на тертя у рівнянні 5.2 розуміють втрати тиску, які відбуваються в каналі з повністю розвинутим (стійким) потоком. Це є суттєвим для експериментального дослідження, в якому кількісно вивчаються місцеві втрати тиску та потребується ретельна характеристика (теоретична або експериментальна з невизначеністю) втрат тиску за довжиною перед вилученням місцевих втрат з вимірюного спадання тиску на місцевому опорі.

Втрати тиску на тертя повністю розвинутого потоку добре вивчені для різних каналів і рідин. Емпіричне рівняння Дарсі–Вейсбаха з гідравлічним коефіцієнтом тертя, визначеним за формулами Блазіуса або Філоненка [127], є досить точним для більшості випадків у турбулентному потоці:

$$\Delta P_{\text{fr}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{G^2}{2\rho}; \quad (5.3)$$

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \text{ – формула Блазіуса} \quad (5.4)$$

$$\lambda = (1,8 \lg \text{Re} - 1,64)^{-2} \text{ – формула Філоненка} \quad (5.5)$$

Це дає змогу отримати адекватні та точні місцеві втрати тиску в каналі з постійною площею перерізу та місцевим опором, таким як вигин або дросельне сопло. У цьому випадку вимірювання статичного спадання тиску між перерізами з повністю розвинутим потоком виключає спадання тиску, пов'язане з прискоренням потоку (ΔP_m) у рівнянні (5.1).

З цим довжина збурення, відстань після місцевого опору, де потік можна вважати повністю розвинутим, грубо визначається за рекомендацією, отриманою для входу до круглого каналу [127]:

$$L/D = [3,28 \log Re - 4,35]. \quad (5.6)$$

Зокрема, співвідношення показує, що при $Re = 24000$ довжина збурення не більша ніж десять діаметрів ($L \approx 10D$). Однак довжина збурення може залежати від ступеня деформації поля швидкості рідини на місцевому опорі, тому рекомендується очікувати набагато більшу довжину збурення в експериментальних дослідженнях, присвячених місцевим втратам тиску.

У свою чергу, спадання тиску, пов'язане з прискоренням потоку, припускаючи рівномірний профіль швидкості рідини в обох перерізах, можна виразити таким чином:

$$\Delta P_m = \left[\frac{\rho_2 W_2^2}{2} - \frac{\rho_1 W_1^2}{2} \right] = \frac{G_2^2}{2\rho} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] = \frac{G_1^2}{2\rho} \left[\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right]. \quad (5.7)$$

Рівняння Борда-Карно найчастіше використовується для оцінювання місцевих втрат тиску при раптовому розширенні:

$$(\Delta P_{loc})_{exp} = K_{exp} \frac{G_1^2}{2\rho} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \frac{G_1^2}{2\rho}. \quad (5.8)$$

У свою чергу, кореляція Ідельчика [127] вважається найбільш адекватною для раптового звуження:

$$(\Delta P_{loc})_{con} = K_{con} \frac{G_2^2}{2\rho} = 0,5 \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)^{3/4} \frac{G_2^2}{2\rho}. \quad (5.9)$$

Нехтуючи втратами тиску на тертя (втрати тиску за довжиною), відношення (β) спадання тиску, пов'язане з прискоренням потоку (рівняння (5.7)), до місцевих втрат тиску (рівняння (5.8) і (5.9)) показує значущість обох часток у загальному спаданні тиску (рівняння (5.1)) залежно від геометричного коефіцієнта ($\sigma = A_1/A_2$ для розширення та $\sigma = A_2/A_1$ для звуження):

$$(\beta)_{exp} = \frac{|\sigma^2 - 1|}{(1 - \sigma)^2}; \quad (\beta)_{con} = \frac{1 - \sigma^2}{0,5(1 - \sigma)^{3/4}}. \quad (5.10)$$

На рисунку 5.2 показано, що спадання тиску, пов'язане з прискоренням потоку, більш ніж у два рази є значущими, ніж місцеві втрати у випадках звуження. У випадку раптового розширення каналу роль спадання тиску, пов'язаного з прискоренням потоку, різко зростає разом з геометричним коефіцієнтом. Іншими словами – похибка визначення місцевих втрат тиску в β разів більша, ніж визначення спадання тиску на прискорення потоку. Геометричний фактор труби (макро-, міні- чи мікро-), режим потоку (ламінальний, турбулентний або перехідний), недосконалість геометрії (наприклад, еліптичність, точність форми) і якість поверхні (шорсткість, адгезія) можуть критично збільшувати діапазон невизначеності оцінок спадання тиску, пов'язаного з прискоренням потоку. У цьому випадку виділена дисипативна складова виміряного перепаду статичного тиску може призвести до неадекватних якісних та кількісних висновків. На жаль, численні експериментальні дослідження однофазних і двофазних потоків при раптовому розширенні і звуженні уникають цього аспекту, знижуючи достовірність їх кількісних результатів. Особливості двофазного потоку додають ще кілька факторів, що знижує якість оцінювання місцевих втрат двофазного тиску.

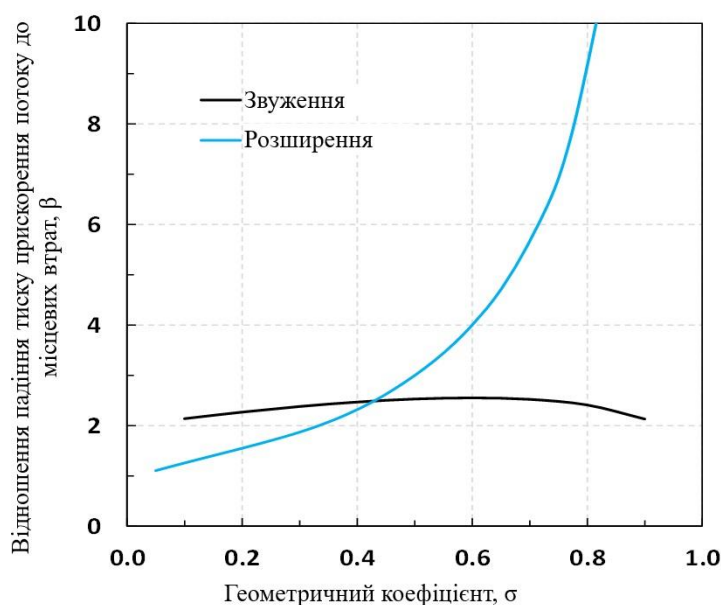


Рисунок 5.2 – Зв'язок між спаданням тиску прискорення потоку та місцевими втратами тиску для звуження та розширення на основі кореляції Борда – Карно та Ідельчика (1986)

5.1.2 Традиційний метод визначення місцевих втрат тиску двофазного потоку

Місцеві втрати тиску в двофазному потоці можна визначити так само, як і для однофазного випадку (нехтуючи гідростатикою):

$$(\Delta P_{loc})_{2p} = \Delta P - (\Delta P_m)_{2p} - (\Delta P_{fr})_{2p}. \quad (5.11)$$

Зворотне спадання тиску $(\Delta P_m)_{2p}$ можна отримати з рівняння закону збереження енергії для розділеного двофазного потоку на місцевому опорі, припускаючи рівномірний профіль швидкості фаз у вхідному та вихідному перерізах (наприклад, з [121]):

$$(\Delta P_m)_{2p} = \frac{G_1^2}{2\rho_l} \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} \left(\frac{\sigma^2 \alpha_{av} x^2}{\alpha_2^2} - \frac{\alpha_{av} x^2}{\alpha_1^2} \right) + \frac{\sigma^2 (1 - \alpha_{av})(1 - x)^2}{(1 - \alpha_2)^2} - \frac{(1 - \alpha_{av})(1 - x)^2}{(1 - \alpha_1)^2} \right] \quad (5.12)$$

Тут об'ємний паровміст (α_{av}) усереднено за об'ємом місцевого опору. Частіше в літературі [128] пропонується простіший вираз для визначення спадання тиску при раптовому розширенні чи звууженні, де автори нехтують зміною об'ємного паровмісту між вхідним та вихідним перерізами:

$$|(\Delta P_m)_{2p}| = \frac{G_1^2}{2\rho_l} (1 - \sigma^2) \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} \left(\frac{x^2}{\alpha} \right) + \frac{(1 - x)^2}{(1 - \alpha)} \right]. \quad (5.13)$$

Припущення про незмінність об'ємного паровмісту не є добре обґрунтованим. Спеціалізовані дослідження об'ємного паровмісту [129, 130, 65] показують, що він залежить від масової швидкості (G), яка істотно відрізняється при малих значеннях геометричного коефіцієнта ($\sigma \ll 1$) місцевого опору. Двофазний режим може змінюватися між входом та виходом з місцевого опору, що обов'язково впливає на об'ємний паровміст. Більше того, точність існуючих моделей коефіцієнта тертя не може бути кращім за $\pm 15\%$ для добре вивчених рідин [130]. Загалом, вилучення місцевих втрат тиску для двофазного потоку на раптовому звууженні та розширенні (ΔP_{loc}) з виміряного статичного спадання тиску (ΔP) має мало сенсу. Ця методологія є сумнівною.

5.1.3 Новий метод визначення місцевих втрат тиску у двофазному потоці

Запропоновано інший підхід до визначення місцевих втрат тиску у двофазному потоці без необхідності характеристики спадання тиску прискорення двофазного потоку. На рисунку 5.3 показано комбіноване компонування, яке включає послідовне розширення та звуження. Таким чином, вимірює статичне спадання тиску між вхідним та вихідним перерізами з повністю розвинутим двофазним потоком включатиме лише дисипацію механічної енергії. Оскільки двофазні втрати тиску на тертя є передбачуваними, комбіновані оцінки місцевих втрат тиску можуть бути використані для перевірки різних моделей двофазних місцевих втрат тиску.

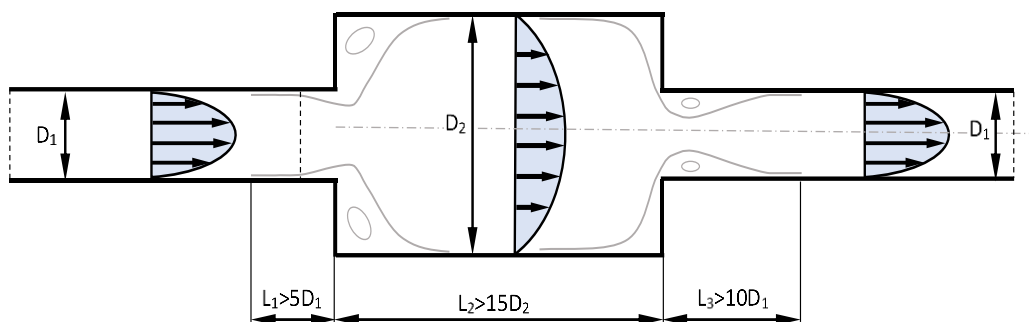


Рисунок 5.3 – Конфігурація комбінованого тестового зразку (розширення + звуження)

5.1.4 Моделі місцевих втрат тиску для двофазного потоку

У роботі Баттерворта та Хьюїтта [121] на основі рекомендації Гейгера і Рорера [122] пропонується використовувати гомогенну модель для визначення місцевих втрат тиску для двофазного потоку:

$$\Delta P_{loc} = K_{loc} \frac{G_1^2}{2\rho_1} (\Phi_{10})_{hom} = K_{loc} \frac{G_1^2}{2\rho_1} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right], \quad (5.14)$$

де коефіцієнт місцевих втрат (K_{loc}) береться як для однофазного потоку.

Підхід є найбільш простим і зручним для опису двофазного потоку. Він не містить жодних емпіричних аспектів щодо особливостей двофазного потоку. Цей факт, в основному, визначає широке використання гомогенної моделі в техніці для оцінювання дисипації механічної енергії в різних місцевих опорах для двофазного потоку.

У роботі Чізхолма [118] було запропоновано гетерогенну модель (нерівні фазові швидкості та постійна густина суміші) для місцевих втрат тиску на основі метода Локхарта – Мартініеллі:

$$\begin{aligned}\Delta P_{loc} &= K_{loc} \frac{G_1^2}{2\rho_l} (\Phi_{lo})_{ch} = \\ &= K_{loc} \frac{G_1^2}{2\rho_l} \left(1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) [Bx(1-x) + x^2] \right),\end{aligned}\quad (5.15)$$

де B — емпіричний коефіцієнт, який визначає геометричний аспект джерела місцевих втрат. У роботі [118] рекомендовано $B = 0,5$ для розширення, $B = 1,0$ для звуження.

Набагато рідше використовується модель Морріса [133], яка враховує коефіцієнт прослизання фаз:

$$\begin{aligned}\Delta P &= K_o \frac{G_o^2}{2\rho_l} (\Phi_{lo})_{mo} = \\ &= K_o \frac{G_o^2}{2\rho_l} \left(x \frac{\rho_l}{\rho_v} + S(1-x) \right) \left[x \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{1-x}{S} \right) \times \times \left(\frac{(S-1)^2}{(\rho_l/\rho_v)^{0.5} - 1} \right) \right].\end{aligned}\quad (5.16)$$

Тут існує багато рекомендацій щодо коефіцієнта прослизання фаз, наприклад, Чісхольм [118] запропонував такий вираз:

$$S = \sqrt{1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)}.\quad (5.17)$$

У роботах [134, 135] також відзначалась роль коефіцієнта динамічної в'язкості фаз при визначенні коефіцієнта прослизання фаз. Теоретично,

принаймні, в'язкість двофазної суміші має визначати довжину збурення за місцевим опором і, отже, може певною мірою впливати на місцеві втрати тиску.

5.1.5 Двофазні моделі втрати тиску на тертя

Надійне передбачення двофазних втрат тиску на тертя є критичним для ідентифікації місцевих втрат у запропонованому підході (див. підроз. 5.3). З середини минулого століття для двофазного потоку було запропоновано багато кореляцій, як гомогенних, так і гетерогенних. Для безводного аміаку в роботі [136] дійшли висновку, що кореляції [137, 138] найкраще відповідають експериментальним даним для аміаку в горизонтальній гладкій трубі з внутрішнім діаметром 14 мм при відносно низькій температурі насичення (до 14°C). Нещодавно удослідженні [139] підхід [137] виявився більш адекватним (кількісно та якісно) для трубок з внутрішніми діаметрами 5,5 та 8,5 мм при набагато вищих температурах насичення (від 45 °C до 65 °C). Пізніше, на основі характеристик двофазного потоку аміаку [139] кореляцію [137] було оновлено до такого вигляду (точність краща ніж $\pm 20\%$):

$$\Delta P_{fr} = [\Delta P_{l0} + C_{MSH}(\Delta P_{v0} - \Delta P_{l0})x](1 - x)^{1/3} + \Delta P_{v0}x^3. \quad (5.18)$$

Емпіричний коефіцієнт (C_{MSH}) залежить від режиму двофазного потоку. Для стратифіковано-хвильового він має початкове значення ($C_{MSH} = 2$). У випадку кільцевого потоку (включаючи дані різних авторів для ID 14,0 мм і 4,0 мм) більше підходить підвищене значення ($C_{MSH} = 3$). Таким чином, була запропонована така рекомендація:

$$C_{MSH} = \left[\begin{array}{ll} 2, & \text{if } J_{v0} < 100 \text{ Pa} \\ 2 + 0,005(J_{v0} - 100), & \text{if } 100 \text{ Pa} \leq J_{v0} \leq 300 \text{ Pa} \\ 3, & \text{if } J_{v0} > 300 \text{ Pa} \end{array} \right]; \quad (5.19)$$

де:

$$J_{v0} = \frac{x^2 G^2}{\rho_v}. \quad (5.20)$$

Для маленьких трубок поверхневий натяг також може відігравати роль у двофазних режимах потоку та втратах тиску на тертя. Однак Тібріка узагальнив дані комплексних випробувань для внутрішнього діаметра від 0,51 мм до 3,25 мм для різних рідин, включаючи аміак, у такій моделі, нехтуючи поверхневим натягом для розглянутих труб:

$$\Delta P_{fr} = \lambda_T \frac{G^2}{2\rho_l} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]; \quad (5.21)$$

$$\lambda_T = \frac{1.415}{Re_{hom}^{-0.2342}} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.3263} \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{6.0858}. \quad (5.22)$$

Тут пропонується оцінювати гомогенне число Рейнольдса таким чином:

$$Re_{hom} = \frac{GD}{x\mu_v + (1-x)\mu_l}. \quad (5.23)$$

5.1.6 Довжина збурення двофазного потоку

У запропонованій комбінованій схемі довжина збурення після місцевого опору (розширення або звуження) є критичним параметром, що забезпечує очікування повністю розвиненого двофазного потоку в точках вимірювання спадання тиску. У роботі [114] показано, що $70D$ є достатньою відстанню для труби з внутрішнім діаметром 7,9 мм, щоб припустити, що двофазний потік повністю розвинеться після раптового звуження для рідин R-134a та R-410A з відношенням площі поперечного перерізу 0,49. Інші автори [140] доповнили існуючу базу даних випробуваннями для R134a (+1,3 % POE32) у прозорій трубці з внутрішнім діаметром 8 мм після розширювального клапана, показавши, що відстань повного розвинення може досягати $75D$. Слід зазначити, що обидва дослідження передбачали випробування при відносно низькому тиску НФС рідини (< 7 бар). При більш високому тиску ситуація може бути іншою через менший імпульс потоку парової фази.

Неправильне визначення очікуваної довжини збурення двофазного потоку в експериментальному дослідженні може додати суттєву невизначеність до

оцінок місцевих втрат. Розуміючи важливість цього аспекту, було проведено коротке дослідження візуалізація по довжині збурення після місцевого опору [141]. Довжини $30D$ достатньо, щоб реально припустити, що двофазний потік аміаку повністю розвинутий.

5.2 Експериментальні дослідження

5.2.1 Тестові зразки

На рисунку 5.4 показано сегмент, який складається з двох оглядових вікон високого тиску з кварцовою трубкою з внутрішнім діаметром 7,5 мм і скляною трубкою з внутрішнім діаметром 4 мм, установлених усередині та загерметизованих в області з'єднувального фітинга. За допомогою такої конфігурації можливе візуальне спостереження звуження та розширення двофазного потоку аміаку. Геометричний коефіцієнт у цьому випадку дорівнює 0,28. Очевидно, що імпровізована конфігурація може бути вдосконалена в майбутньому за допомогою внутрішньої скляної трубки із зовнішнім діаметром, набагато ближчим до 7,5 мм.

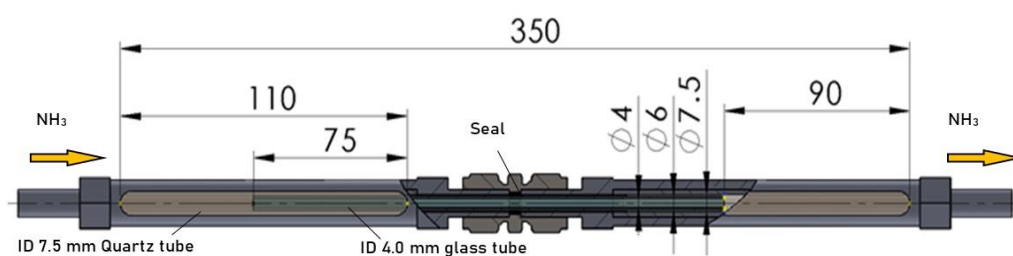


Рисунок 5.4 – Сегмент візуалізації

На рисунку 5.5 показано тестовий сегмент з місцевим опором, розширенням і звуженням. Було зібрано шість зразків з різних труб з нержавіючої сталі, що забезпечило геометричний коефіцієнт розширення та звуження σ від 0,08 до 0,58 (таблиця 5.1, рисунок 5.6). Трубка виготовлена з нержавіючої сталі 316L. Виміряна шорсткість внутрішньої поверхні становить

R_a від 0,4 мкм до 0,7 мкм. Сегмент втрати тиску на тертя було встановлено перед місцевим опором, щоб отримати оцінки втрати тиску на тертя в трубі основного розміру (D_1) за тих самих граничних умов, що й при звуженні та розширенні. Це мінімізує невизначеність оцінок втрати тиску на тертя у вхідній і вихідній частинах місцевого опору (особливо це є критичним для двофазних випадків). Передбачено два диференціальні манометри (ΔP_1 , ΔP_2) для вимірювання спадання тиску в сегменті. Довжина сегментів труби розширення (L_2) і звуження (L_1) була вибрана так, щоб забезпечити повністю розвинений двофазний потік до і після розширення ($\geq 30D$). Два диференціальні манометри (ΔP_3 , ΔP_4) контролюють спадання статичного тиску в локальному сегменті.

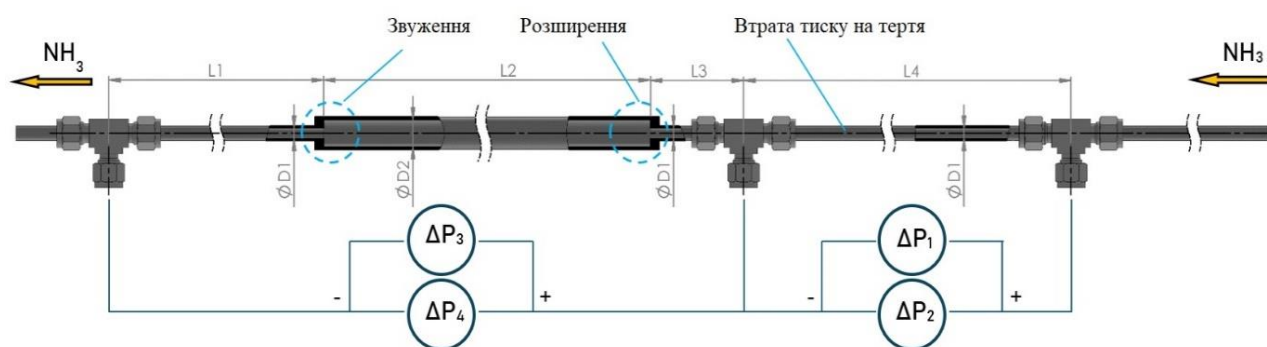


Рисунок 5.5 –Тестовий зразок з комбінованим розширенням і звуженням

Таблиця 5.1 – Геометричні параметри тестових зразків

№ п/п	Внутрішній діаметр D_1 , мм		Внутрішній діаметр D_2 , мм		L_1 , мм	L_2 , мм	L_3 , мм	L_4 , мм	σ
	Ном.	Акт.	Ном.	Акт.					
1	ID 4,0	4,1±0,05	ID 6,0	5,9 ±0,05	140	190	35	460	0,48
2	ID 4,0		ID 8,0	7,9 ±0,05	140	245	35	460	0,27
3	ID 4,0		ID 15,0	14,8 ±0,05	140	450	35	460	0,08
4	ID 6,0	5,9±0,05	ID 8,0	7,9 ±0,05	200	245	45	625	0,56
5	ID 6,0		ID 10,0	9,7 ±0,05	200	305	45	625	0,37
6	ID 6,0		ID 15,0	14,8 ±0,05	200	450	45	625	0,16



Рисунок 5.6 – Шість тестових зразків

5.2.2 Експериментальний стенд

Тестові сегменти інтегровані в експериментальний стенд, схему якого подано на рисунку 5.7. У пункті 2.1.2 детально описано принцип роботи експериментального стенда, котрий також використовувався у багатьох дослідженнях [131, 139].

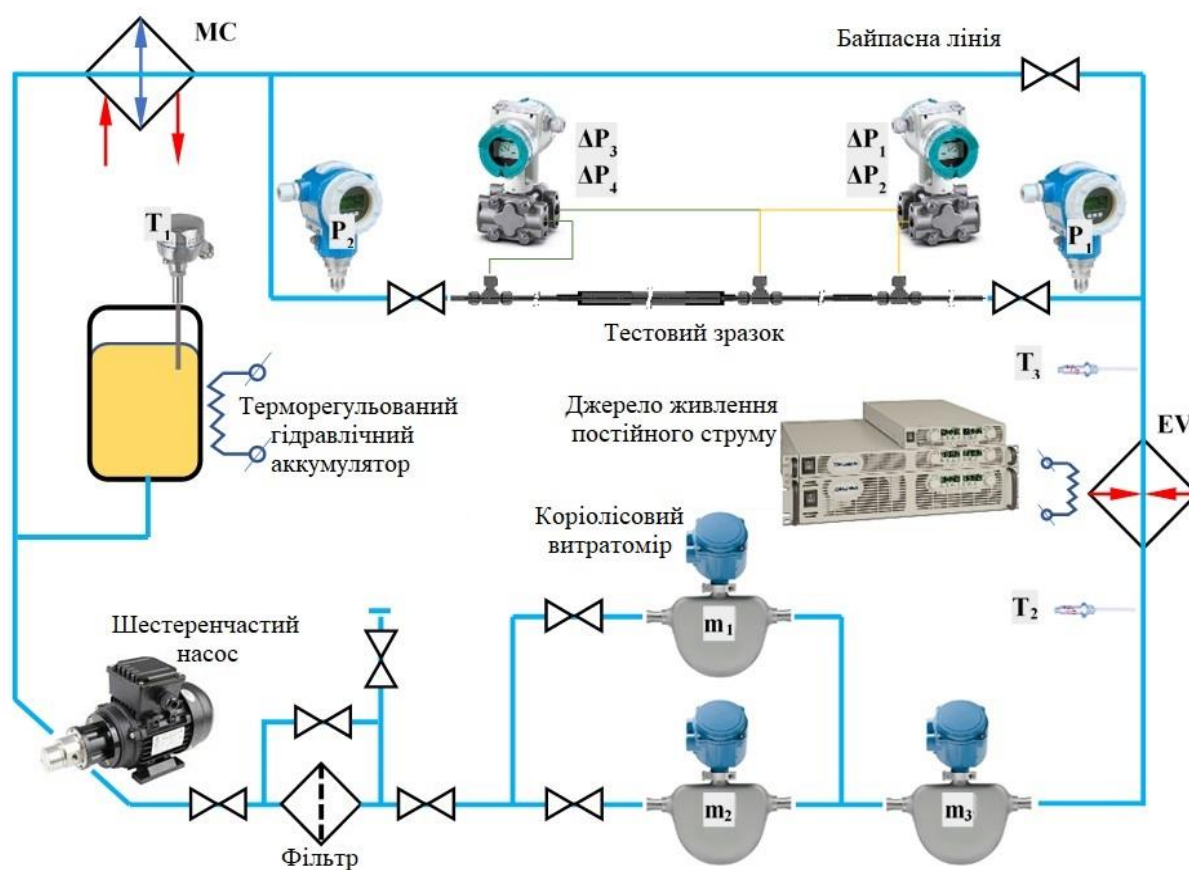


Рисунок 5.7 – Принципова схема експериментального стенда

В таблицях 2.1 та 5.2 подано вимірювальне обладнання, використане для граничних умов у тестовому зразку. Байпасна лінія закрита під час тестування зразка та відкрита при його заміні. Масовий паровміст на вході в зразок визначають за допомогою теплового балансу випарника за рівнянням (2.1)

Таблиця 5.2 – Вимірювальні датчики

Параметри	Найменування датчиків	Похибка вимірювань	Діапазон калібрування
Датчик перепаду тиску ($\Delta P_1, \Delta P_2$)	PMD75 (Endress&Hauser)	$\pm 75,0$ Па	0 – 100,0 кПа
Датчик перепаду тиску ($\Delta P_3, \Delta P_4$)	SITRANS P DS III (Siemens)	$\pm 22,5$ Па	0 – 30,0 кПа

У таблицях 5.3 і 5.4 подано однофазні та двофазні граничні умови.

Таблиця 5.3 – Однофазні граничні умови

Профіль	Рівень тиску P_1 , бар	Температура рідини T_3 , °C	Масова швидкість G , $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$
ID 4	29,5	20,0 – 40,0	500,0 – 2100,0
ID 6	29,5	20,0 – 40,0	500,0 – 2100,0

Таблиця 5.4 – Двофазні граничні умови.

Профіль	Рівень тиску P_1 , бар	Температура насичення $T_s(P_1)$, °C	Масовий паровміст x	Масова швидкість на вході G , $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$
ID 4	17,8; 29,5	45,0; 65,0	0,1...0,9	300,0; 500,0
ID 6	17,8; 29,5	45,0; 65,0	0,1...0,9	300,0; 500,0
Візуалізація	15,5	40,0	0,1...0,6	100,0; 200,0

5.2.3 Невизначеність похідних параметрів

Консервативна невизначеність визначення масового паровмісту для розглянутих двофазних граничних умов краща за $\pm 0,02$ (див. розділ 3, пункт 3.1.2).

Загальні однофазні втрати тиску на тертя в сегментах L_1 , L_2 та L_3 можна отримати за допомогою вимірюного спадання тиску в сегменті L_4 та теоретичних оцінок (див. рівняння (5.3) і (5.4)):

$$(\Delta P_{fr})_{test} = \Delta P_1 \left(\frac{L_1 + L_3}{L_4} \right) + 0,316 \left(\frac{\sigma G D_2}{\mu_1} \right)^{-0,25} \frac{L_2 (\sigma G)^2}{D_2 2\rho_1}. \quad (5.24)$$

Точність рівняння Дарсі – Вейсбаха з моделлю Блазіуса для рідкого аміаку краща за ± 10 % (USP). Таким чином, мінімальні та максимальні оцінки загальних однофазних втрат тиску на тертя в тестовому сегменті можна визначити таким чином:

$$\begin{aligned} (\Delta P_{fr})_{min} = (\Delta P_1)_{min} \left(\frac{L_1 + L_3}{L_4} \right) \\ + (1 - U_{SP}) 0,316 \times \left(\frac{\sigma G D_2}{\mu_1} \right)^{-0,25} \frac{L_2 (\sigma G)^2}{D_2 2\rho_1}; \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} (\Delta P_{fr})_{max} = (\Delta P_1)_{max} \left(\frac{L_1 + L_3}{L_4} \right) \\ + (1 + U_{SP}) 0,316 \times \left(\frac{\sigma G D_2}{\mu_1} \right)^{-0,25} \frac{L_2 (\sigma G)^2}{D_2 2\rho_1}. \end{aligned} \quad (5.26)$$

Слід зазначити, що невизначеність лінійних розмірів, внутрішнього діаметра (D_2) і масової витрати (m , 0,1 % у таблиці 2.1) вважаються незначними. Для двофазних умов кореляція Мюллера – Штейнхагена та Хека (рівняння (5.18)) використовується для сегмента L_2 з точністю ± 20 % (UTP).

У свою чергу, точність внутрішніх діаметрів вхідної/вихідної трубки (D_1) стає визначальним фактором невизначеності коефіцієнта локальних втрат для однофазної течії:

$$(K_{loc})_{test} = [(\Delta P_3)_{test} - (\Delta P_{fr})_{test}] \left(\frac{2\rho_L}{G^2} \right)_{test}; \quad (5.27)$$

$$(K_{loc})_{min} = [(\Delta P_3)_{min} - (\Delta P_{fr})_{max}] \frac{2\rho_L}{16m^2} \pi^2 (D_1)_{min}^4; \quad (5.28)$$

$$(K_{loc})_{max} = [(\Delta P_3)_{max} - (\Delta P_{fr})_{min}] \frac{2\rho_L}{16m^2} \pi^2 (D_1)_{max}^4. \quad (5.29)$$

Невизначеність для коефіцієнта двофазності:

$$(\Phi_{10})_{test} = [(\Delta P_3)_{test} - (\Delta P_{fr})_{test}] \frac{2\rho_l}{G^2} \frac{1}{(K_{loc})_{test}}; \quad (5.30)$$

$$(\Phi_{10})_{min} = [(\Delta P_3)_{min} - (\Delta P_{fr})_{max}] \frac{2\rho_l}{G^2} \frac{1}{(K_{loc})_{max}}; \quad (5.31)$$

$$(\Phi_{10})_{max} = [(\Delta P_3)_{max} - (\Delta P_{fr})_{min}] \frac{2\rho_l}{G^2} \frac{1}{(K_{loc})_{min}}. \quad (5.32)$$

Запропонований підхід до оцінювання невизначеності похідних параметрів є максимально консервативним і забезпечує повну прозорість похідних оцінок, що є критично важливим для таких досліджень.

5.3 Результати експериментів та їх аналіз

5.3.1 Візуальне дослідження

На рисунках 5.8 і 5.9 показано візуалізацію двофазного потоку аміаку для різного масового паровмісту та масових швидкостей. Тут максимальна спостережувана відстань становить $18,8D$ для звуження та $12D$ для розширення. У пункті 2.2.3 наведено нову спрощену модель для двофазного перебігу аміаку в горизонтальних каналах, яка узагальнена у рівнянні (2.9).

Виходячи з неї можна припустити, що кільцево-хвильовий (AW) і кільцевий (A) є найбільш придатними режимами для труби з внутрішнім діаметром 4 мм, що підтверджується спостереженнями (вигляд зверху на рис. 5.8 і 5.9).

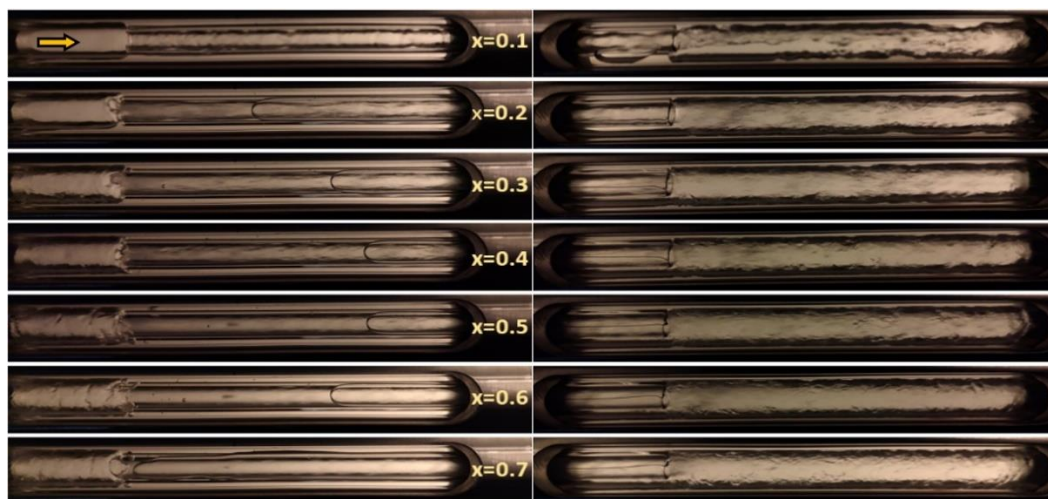


Рисунок 5.8 - Візуалізація двофазного потоку аміаку (вид зверху на горизонтальну трубу) для звуження та розширення ($\sigma=0,28$) при температурі насичення 40°C та вхідній масовій швидкості $G=100 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$

Збурення не виходять за межі оглядового скла, що є більш очевидним для високої масової швидкості та масового паровмісту (див. рисунок 5.9). Це означає, що $18,8D$ є можливою відстанню, за якої можна очікувати повністю розвинений двофазний потік. При низькому масовому паровмісті та масовій швидкості (рисунок 5.8, $x < 0,4$) стратифіковано-хвильовий режим є найбільш ймовірним для труби ID 7,5 мм. На жаль, вигляд зверху не дає змогу розрізнити жодні ознаки стратифікованого режиму. Збурення трохи виходять за межі оглядового скла, і відстань $12D$, здається, є недостатньою для встановлення повністю розвинутого потоку. Однак екстраполюючи спостереження, відстань $30D$ має бути достатньою. При вищій масовій швидкості (див. рисунок 5.9) кільцево-хвильовий і кільцевий режими встановлюються в межах довжини оглядового скла для кожного розглянутого масового паровмісту. Таким чином, тестова конфігурація для дослідження локальних втрат (рис. 5.5) методологічно дійсна з очікуваним повністю розвиненим потоком у секціях, де передбачено порти датчиків диференціального тиску.

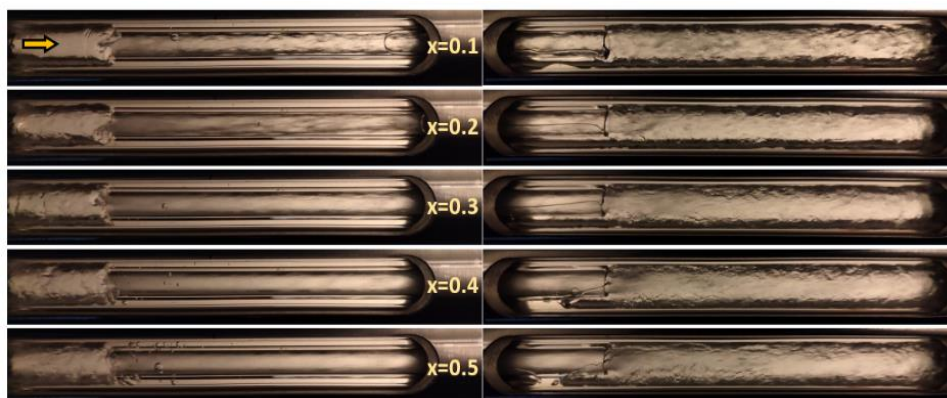


Рисунок 5.9 – Візуалізація двофазного потоку аміаку (вид зверху на горизонтальну трубу) для звуження та розширення ($\sigma = 0,28$) при температурі насичення $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ та масовій швидкості на вході $G = 200\text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$

5.3.2 Однофазні місцеві втрати тиску

На рисунках 5.10 і 5.11 показано коефіцієнти місцевих втрат, визначені за допомогою проведених тестів (рівняння (5.27) – (5.29)). Теоретичні оцінки, котрі подано на рисунках, були визначені за допомогою рівняння Борда – Карно для раптового розширення та кореляції Ідельчика для звуження:

$$(K_{\text{loc}})_{\text{pred}} = (1 - \sigma)^2 + 0,5(1 - \sigma)^{3/4}. \quad (5.33)$$

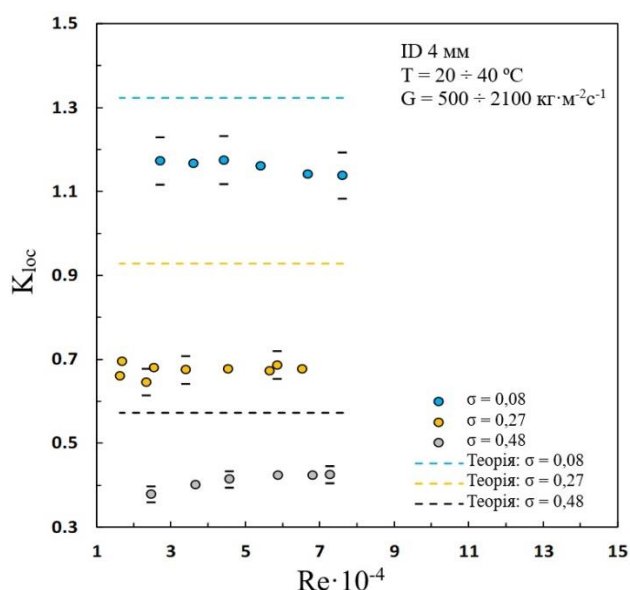


Рисунок 5.10 – Ідентифіковані однофазні коефіцієнти місцевих втрат для зразків труб з внутрішнім діаметром 4 мм залежно від числа Рейнольдса

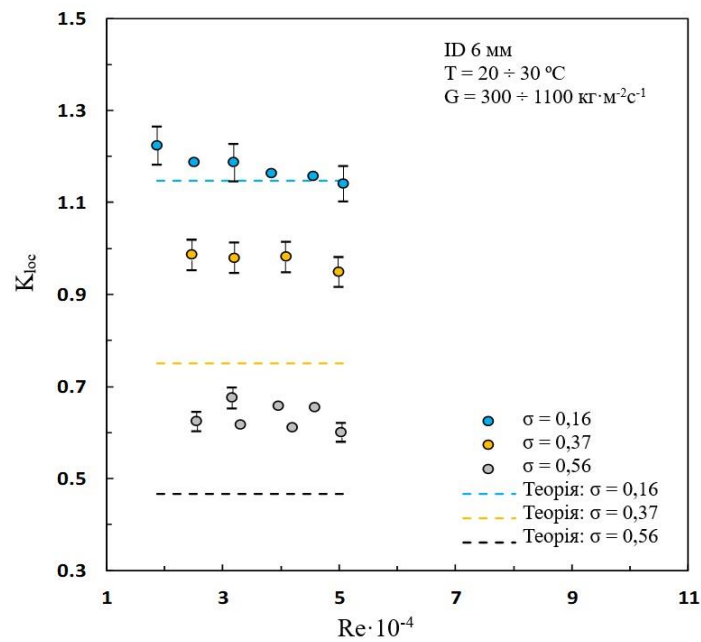


Рисунок 5.11 – Ідентифіковані однофазні коефіцієнти місцевих втрат для зразків труб з внутрішнім діаметром 6 мм залежно від числа Рейнольдса

Як і очікувалося, найкраща узгодженість між тестовими та прогнозованими коефіцієнтами місцевих втрат відповідає випадкам із низьким геометричним коефіцієнтом ($\sigma < 0,2$). Явну розбіжність між тестовими та прогнозованими значеннями місцевих втрат отримано при високому геометричному коефіцієнті, який має різний знак для зразків з ID 4 мм та ID 6 мм. Цю різницю можна пояснити особливостями виробництва трубок з внутрішнім діаметром 4 мм і 6 мм, якістю країв трубок у зразках і різницею в полі швидкості рідини в трубці. На рисунку 5.12 порівнюються середні місцеві втрати з теоретичними прогнозами, оціненими за припущенням різних профілів швидкості рідини. Тут Ідельчик пропонує таку кореляцію для параболічної швидкості рідини (для ступеня три):

$$(K_{loc})_{pred} = [\sigma^2 - 2,18\sigma + 1,25] + 0,5(1 - \sigma)^{3/4}. \quad (5.34)$$

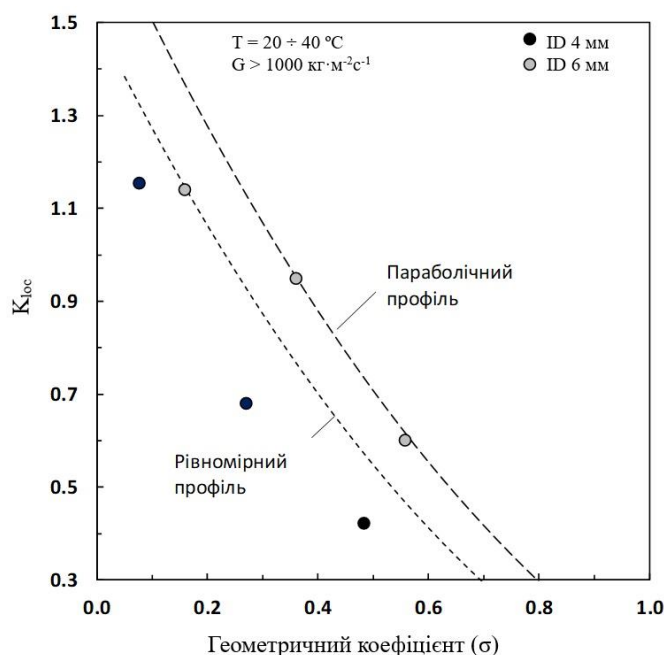


Рисунок 5.12 – Порівняння визначених однофазних локальних коефіцієнтів втрат з теоретичними прогнозами, припускаючи інший профіль швидкості рідини

Отримані коефіцієнти місцевих втрат при високому геометричному коефіцієнті в зразках з ID 4 мм добре описуються параболічним полем швидкості рідини для раптового розширення. Таким чином, розмір вхідних/вихідних труб має значення для поведінки коефіцієнта місцевих втрат. Цей вплив може бути різним для рідин з різною густиною та в'язкістю. Потрібні додаткові дослідження для труб з малим внутрішнім діаметром при різних режимах потоку. Однак отримана середня розбіжність $\pm 20\%$ для інженерних застосувань є допустимою, що підтверджує якісну та кількісну адекватність запропонованої тестової конфігурації та інструментів.

5.3.3 Двофазні місцеві втрати тиску

На рисунку 5.13 представлені коефіцієнти двофазності, визначені на основі рівнянь 5.30-5.32 та проведених тестів для труби діаметром 4 мм.

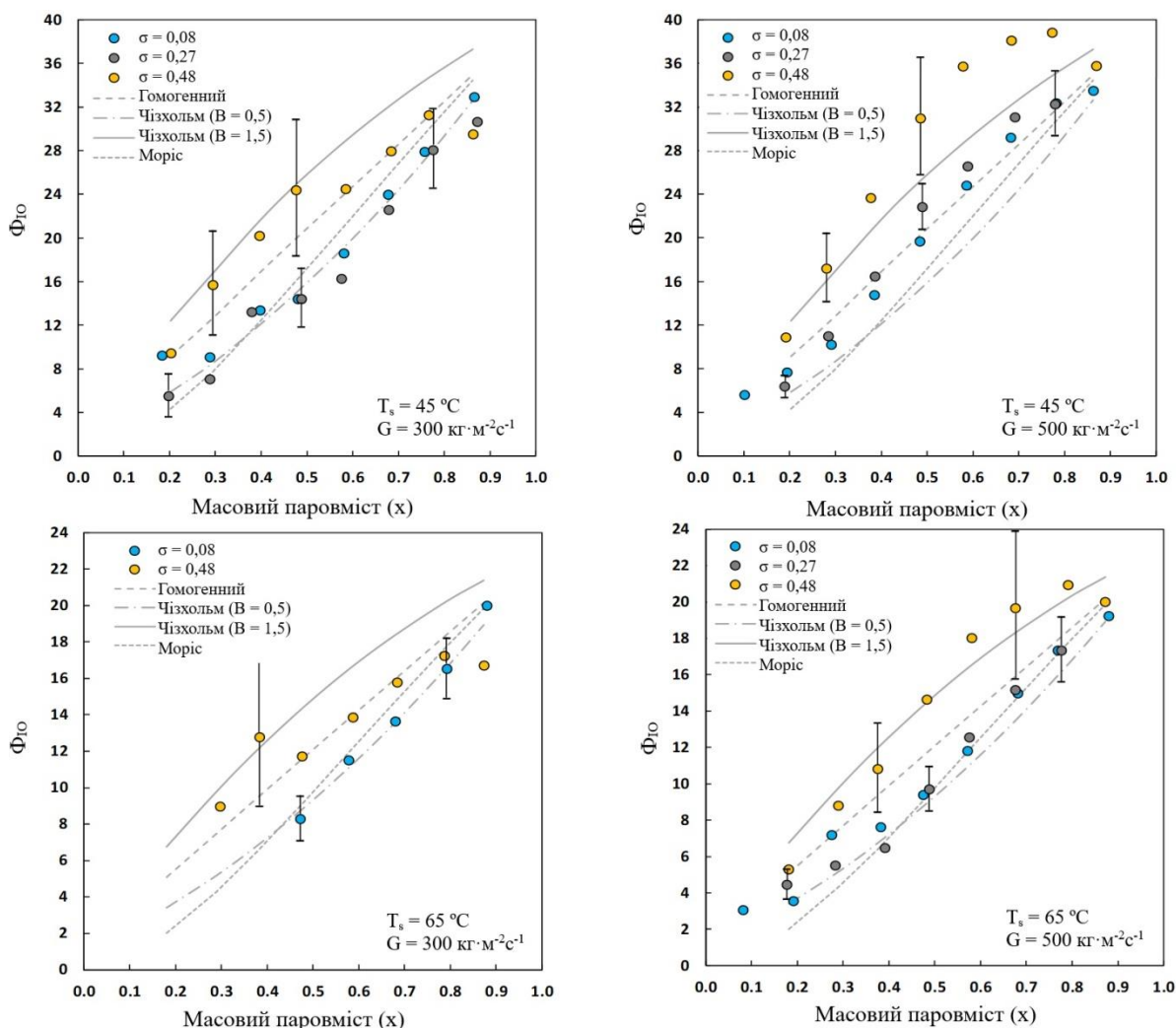


Рисунок 5.13 – Ідентифіковані коефіцієнти двофазності для зразків трубок діаметром 4 мм залежно від масового паровмісту, масової швидкості та температури насичення

На рисунку 5.14 подано коефіцієнти двофазності, визначені на основі рівнянь (5.30) – (5.32) та проведених тестів для труби діаметром 6 мм.

Точки з найвищим геометричним коефіцієнтом ($\sigma = 0,48$) у зразках з внутрішнім діаметром 4 мм (див. рисунок 5.13) мають велику невизначеність оцінок однофазних місцевих втрат (K_{loc}) і двофазних втрат тиску на тертя порівняно з очікуваними місцевими втратами. Інші точки добре відповідають гомогенній тенденції (рівняння ((5.14))), особливо для випадків з високою масовою швидкістю та температурою насичення (див. рисунок 5.13 b, d і рисунок 5.14 b, d). Це вказує на те, що двофазний потік через місцевий опір можна вважати суцільним середовищем (дисперсним або пінним) незалежно від

початкового режиму течії. В обох випадках, при раптовому звуженні або розширенні, парова фаза прискорює рідку фазу потоку (див. рисунок 5.1), втрачаючи імпульс потоку та фракціонуючи рідку фазу. Це сприяє вирівнюванню фазових швидкостей в області найбільш значних дисипацій, роблячи двофазний потік більш однорідним. Чим нижчий геометричний коефіцієнт ($\sigma < 0,2$) або вища масова швидкість ($G > 400 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$), тим більша форма перешийку потоку. Таким чином, отримані оцінки місцевих втрат тиску для аміаку є якісно логічними.

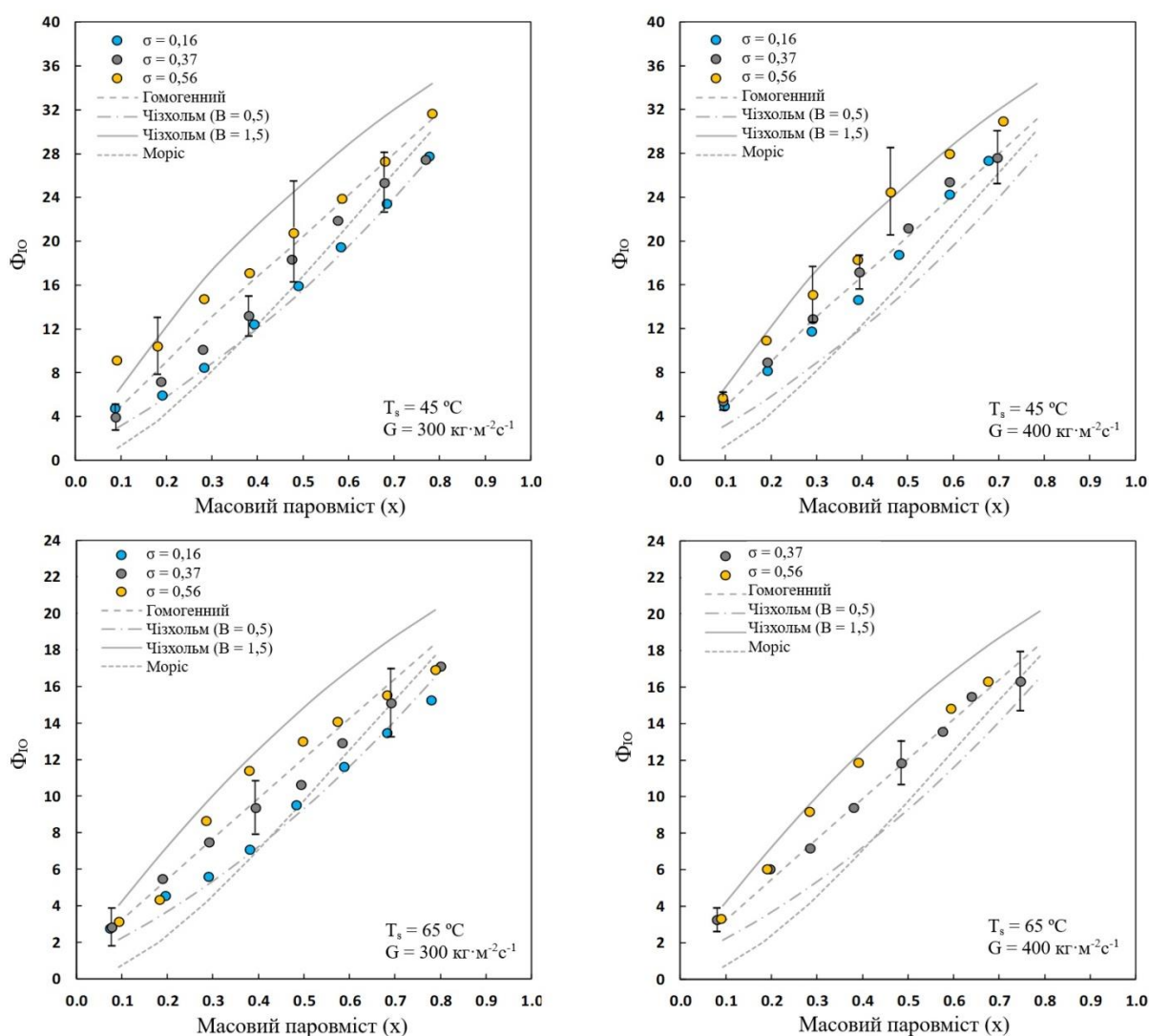


Рисунок 5.14 – Ідентифіковані коефіцієнти двофазності для зразків трубок діаметром 6 мм залежно від масового паровмісту, масової швидкості та температури насичення

Модель Чізхолма з коефіцієнтом $B = 0,5$ найкраще підходить для потоків з низькою масовою швидкістю (див. рисунок 5.13 а, с і рисунок 5.14 а, с), вказуючи на роль міжфазного тертя для цього випадку. Вплив геометричного коефіцієнта на поведінку коефіцієнта двофазності можна побачити для зразків з внутрішнім діаметром 6 мм (див. рисунок 5.14 а, с). Модель Чізхолма з $B = 0,5$ стає більш придатною для низького геометричного коефіцієнта. Таким чином, припускаючи, що $B = 1$ для однорідного потоку, залежність цього коефіцієнта від природи рідини, граничних умов і геометричних факторів має бути введена в нову кореляцію, яка буде узагальнена з новими даними тестування в подальших дослідженнях. Зосереджуючись на інженерному застосуванні, модель Чізхолма з $B = 0,5$ і $B = 1,5$ може забезпечити мінімальну та максимальну консервативну оцінку двофазних втрат тиску при раптовому розширенні та звуженні. У свою чергу, модель Морріса (рівняння (5.16)) з припущенням Чізхолма щодо коефіцієнта ковзання (рівняння (5.17)) описує ці випробування на аміак подібно до кореляції Чізхолма з $B = 0,5$, але набагато менш точно в області низького масового паровмісту ($x < 0,4$).

На рисунках 5.15 і 5.16 показано кількісну відповідність гомогенної та гетерогенної моделей до тестових даних. Гомогенний підхід набагато точніший, з майже симетричним розсіюванням тестових точок у діапазоні $\pm 20\%$. Тут використовується середня абсолютна похибка (MAPE) для статистичного порівняння кореляцій:

$$MAPE = \frac{1}{N} \sum \frac{|(\Phi_{l0})_{\text{test}} - (\Phi_{l0})_{\text{pred}}|}{(\Phi_{l0})_{\text{test}}} 100 \%. \quad (5.35)$$

У межах дослідження рекомендується не вносити жодних змін до гетерогенної моделі [121], оскільки поліпшення точності на кілька відсотків не варте втрати простоти додаванням емпіричних коефіцієнтів. Коефіцієнт прослизання фаз стає більш вагомим при низькій масовій швидкості, тиску та геометричному коефіцієнті. Однак існуючі тестові дані ще не є всеохоплюючими та достатніми для феноменологічних висновків. Водночас це

дослідження вказує на рівень невизначеності, який слід очікувати при використанні різних моделей та основних джерел невизначеності, необхідно мінімізувати в подальших експериментальних дослідженнях.

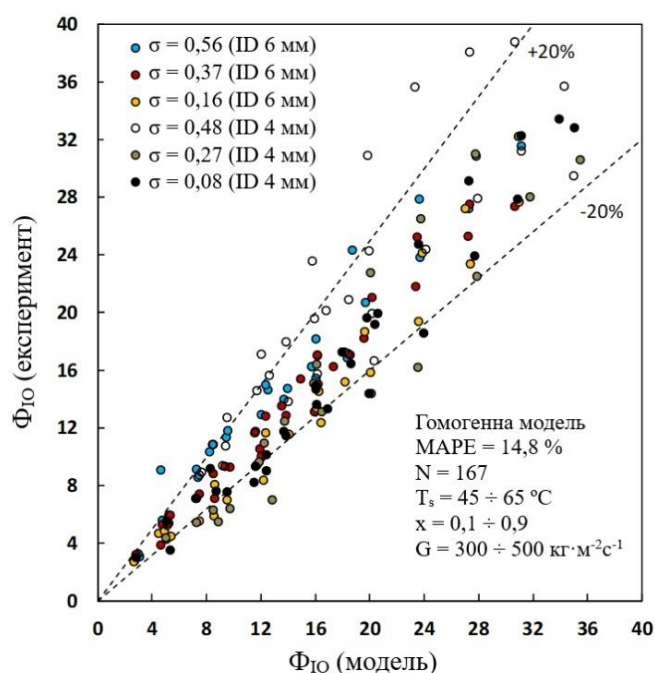


Рисунок 5.15 – Порівняння тестових коефіцієнтів двофазності з прогнозованими гомогенною моделлю

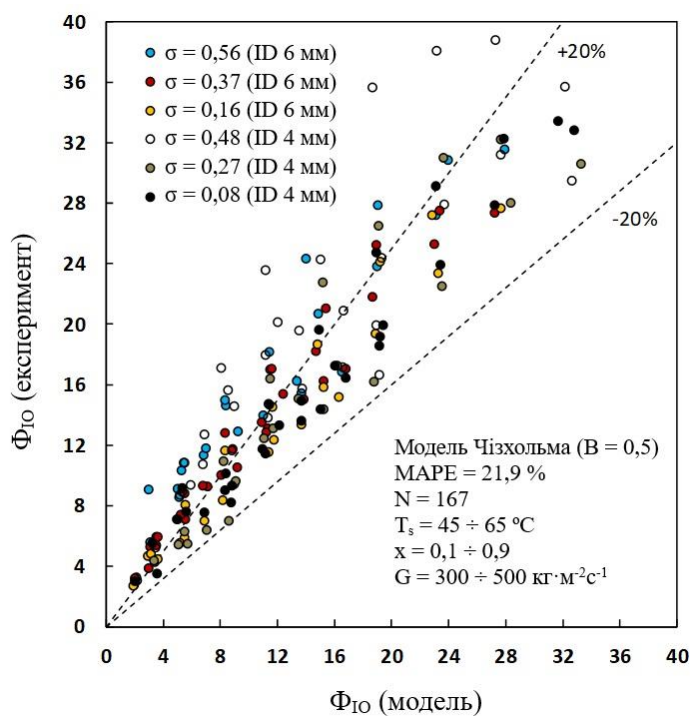


Рисунок 5.16 – Порівняння тестових коефіцієнтів двофазності з прогнозованими моделлю Чізхольма ($B = 0,5$)

5.4 Висновок по розділу 5

У теоретичній частині обґрунтовано невизначеність оцінювання перепаду тиску прискорення двофазного потоку як основну проблему дослідження двофазних місцевих втрат тиску в каналах із раптовим звуженням і розширенням. Була запропонована конфігурація з комбінованим звуженням і розширенням, яка вилучає необхідність у описі перепаду тиску прискорення двофазного потоку.

В експериментальній частині було доведено адекватність запропонованої тестової конфігурації для дослідження місцевих двофазних втрат тиску аміаку. Були перевірені шість місцевих опорів комбінованих раптовим розширенням та звуженням з різними геометричними коефіцієнтами в однофазному та двофазному потоках аміаку. Отримані коефіцієнти місцевих втрат для однофазного режиму відповідають існуючим кореляціям Борда – Карно та Ідельчика з точністю $\pm 20\%$. Гомогенний підхід, запропонований Баттервортом і Х'юїттом для визначення місцевих втрат тиску при раптовому розширенні та звуженні, добре працює ($\pm 10\%$) для випадків з аміаком з низьким геометричним коефіцієнтом ($\sigma < 0,2$) та високими масовими швидкостями ($G > 400 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$). Відповідність між тестовими даними та прогнозами гомогенної моделі не перевищує $\pm 20\%$. Модель Чізхолма з емпіричними коефіцієнтами $B = 0,5$ і $B = 1,5$, що визначає фазову неоднорідність, забезпечує консервативні максимальні та мінімальні оцінки двофазних місцевих втрат тиску при звуженні та розширенні.

Результати, що наведені в розділі 5, опубліковано у [Б.3, Б.4]

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Відповідно до поставленої мети досліджень вирішено важливе науково-прикладне завдання в експериментальному дослідженні механізмів та явищ, що супроводжують процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у різних системах перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання.

При вирішенні завдань отримано такі наукові результати:

1. Запропоновано узагальнити режими адіабатичної двофазної течії аміаку в горизонтальних і вертикальних трубах при тиску насичення від 7,3 бар до 29,5 бар у вигляді карти двофазних режимів, котра відрізняється від існуючих карт визначною роллю імпульсу потоку парової фази та може адекватно використовуватись для розпізнавання режимів течії в каналах аміачних паросилових енерготехнологічних установок і систем.

2. Для вертикального висхідного потоку показано низьку кількісну адекватність існуючих моделей щодо двофазного режиму течії. Разом з тим діапазон імпульсу потоку пари, при якому починається формування кільцево-хвильового режиму у вертикальному висхідному потоці, добре узгоджується з отриманими оцінками для горизонтального потоку.

3. Отримані дані для вертикального низхідного потоку показують, що на відміну від горизонтальної течії з'являється гладкий стратифікований режим, який зі збільшенням нахилу до 45 градусів існує при більш високих значеннях імпульсу парової фази, що опосередковано підтверджується висновками інших авторів.

4. Запропоновано узагальнити отримані експериментальні оцінки коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних каналах при масовій швидкості від 20 до 120 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ і температурі насичення від 35 °C до 65 °C у вигляді нового співвідношення на основі кореляції Нуссельта з модифікацією Джастера – Коски. Це дало змогу показати, що при масових швидкостях від 40 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ до 160 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\text{с}^{-1}$ коефіцієнт тепловіддачі при

конденсації не залежить ні від теплового потоку, ні від масової швидкості, що не відповідає загальноприйнятим співвідношенням, котрі описують конвективний та плівковий механізми конденсації.

5. Показано, що існуючі кореляції Кавалліні та Шаха досить добре описують конденсацію при кільцевому режиму течії, при якому основну роль відіграє вимушена конвекція між стінкою і плівкою рідини.

6. Запропоновано нову феноменологічну рекомендацію для фактору придушення бульбашкового механізму кипіння (0,8 у моделі Войтана), яка є відношенням відповідних оцінок бульбашкової та конвективної складових і демонструє кращу кількісну та якісну адекватність отриманим даним.

7. Показано, що граничний масовий паровміст, при якому настає погіршення теплообміну при кипінні аміаку в горизонтальних і вертикальних каналах, пов'язане з висиханням плівки рідини, не залежить від масової швидкості і може бути прийнято на рівні 0,7 у широкому діапазоні граничних умов, що є більш консервативною оцінкою для проєктування каналъних випарників, ніж ті, що дають загальноприйняті моделі.

8. Обґрунтовано що для потоку аміаку у вертикальних каналах з масовими швидкостями від $60 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку може визначатись кореляціями для бульбашкового кипіння у великому об'ємі.

9. Обґрунтовано, що для визначення місцевих втрат тиску при раптовому розширенні та звуженні при використанні аміаку у випадках з низьким геометричним коефіцієнтом ($\sigma < 0,2$) та високими масовими швидкостями ($G > 400 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$) використовувати гомогенний підхід Баттерворта та Х'юїта, відповідність якого не перевищує похибку $\pm 20 \%$.

10. Обґрунтовано, що при малих масових швидкостях при розширенні використовувати модель Чізхольма з емпіричним коефіцієнтом $B = 0,5$, а для консервативних оцінок максимальних та мінімальних двофазних місцевих втрат тиску при звуженні та розширенні використовувати емпіричні коефіцієнти $B = 0,5$ і $B = 1,5$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Mahlia T. M. I., Syaheed H., Abas, A. E. P., Kusumo F., Shamsuddin A. H., Ong H. C., Bilad M. R. Organic Rankine Cycle (ORC) System Applications for Solar Energy: Recent Technological Advances // *Energies*. 2019. Vol. 12, no. 15. P. 2930. DOI: 10.3390/en12152930.
2. Imran M., Park B. S., Kim H. J., Lee D. H., Usman M., Heo M. Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications // *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 87. P. 107–118. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.06.091.
3. Tchanche B. F., Lambrinos Gr., Frangoudakis A., Papadakis G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011. Vol. 15, no. 8. P. 3963–3979. DOI: 10.1016/j.rser.2011.07.024.
4. Colonna P., Casati E., Trapp C., Mathijssen T., Larjola J., Turunen-Saaresti T., Uusitalo A. Organic Rankine cycle power systems: from the concept to current technology, applications, and an outlook to the future // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2015. Vol. 137, no. 10. P. 100801. DOI: 10.1115/1.4029884.
5. Loni R., Najafi G., Bellos E., Rajaei F., Said Z., Omidvar A., Mazlan M. A review of industrial waste heat recovery system for power generation with Organic Rankine Cycle: recent challenges and future outlook // *Journal of Cleaner Production*. 2021. Vol. 287. P. 125070. DOI: 10.1016/j.jclepro.2020.125070.
6. Tchanche B. F., Pétrissans M., Papadakis G. Heat resources and organic Rankine cycle machines // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014. Vol. 39. P. 1185–1199. DOI: 10.1016/j.rser.2014.07.139.
7. Zhai H., An Q., Shi L., Lemort V., Quoilin S. Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 64. P. 790–805. DOI: 10.1016/j.rser.2016.06.076.
8. Baoju J., Lei Y., Sun F., Zhou W. Theoretical analysis of organic Rankine cycle for maximum power generation in optimization operation conditions // *Green*

Energy and Resources. 2024. Vol. 2., iss. 4. P. 100101. DOI: 10.1016/j.gerr.2024.100101.

9. Astolfi M., Romano M. C., Bombarda P., Macchi E. Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources – Part B: Techno-economic optimization // *Energy*. 2014. Vol. 66. P. 435–446. DOI: 10.1016/j.energy.2013.11.056.

10. Gutiérrez-Negrín L. C. A. Evolution of worldwide geothermal power 2020–2023 // *Geothermal Energy*. 2024. Vol. 12, no. 1. P. 1–22. DOI: 10.1186/s40517-024-00290-w.

11. Coro G., Trumpy E. Predicting geographical suitability of geothermal power plants // *Journal of Cleaner Production*. 2020. Vol. 267. P. 121874. DOI: 10.1016/j.jclepro.2020.121874.

12. Zhu J., Hu K., Lu X., Huang X., Liu K., Wu X. A review of geothermal energy resources, development, and applications in China: Current status and prospects // *Energy*. 2015. Vol. 93. P. 466–483. DOI: 10.1016/j.energy.2015.08.098.

13. Kurnia J. C., Shatri M. S., Putra Z. A., Zaini J., Caesarendra W., Sasmito A. P. Geothermal energy extraction using abandoned oil and gas wells: Techno-economic and policy review // *International Journal of Energy Research*. 2021. Vol. 46, no. 1. P. 28–60. DOI: 10.1002/er.6386.

14. Mukhtarov A., Mammadov F., Abasova S. Assessment of Azerbaijan's geothermal potential for enhanced greenhouse heating systems // *EUREKA: Physics and Engineering*. 2025. no. 1. P. 24–33. DOI: 10.21303/2461-4262.2025.003659.

15. Ruzaikin V., Lukashov I. Pump Assistant Ground-Source Two-Phase Thermosiphon for the Heating and Cooling of Households // *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering*. 2022. Lecture Notes in Networks and Systems. 2023. P. 665–676. DOI: 10.1007/978-3-031-36021-9_55.

16. Huang W., Chen J., Ma Q., Xing L., Wang G., Cen J., Li Z., Li A., Jiang F. Developing kilometers-long gravity heat pipe for geothermal energy exploitation // *Energy & Environmental Science*. 2024. Vol. 17. P. 4508–4518. – DOI: 10.1039/D4EE01235F.

17. Langer J., Cahyaningwidi A. A., Chalkiadakis C., Quist J., Hoes O., Blok K. Plant siting and economic potential of ocean thermal energy conversion in Indonesia a novel GIS-based methodology // *Energy*. 2021. Vol. 224. P. 120121. DOI: 10.1016/j.energy.2021.120121.
18. Yang M.-H., Yeh R.-H. Analysis of optimization in an OTEC plant using organic Rankine cycle // *Renewable Energy*. 2014. Vol. 68. P. 25–34. DOI: 10.1016/j.renene.2014.01.029.
19. Chen F., Liu L., Peng J., Ge Y., Wu H., Liu W. Theoretical and experimental research on the thermal performance of ocean thermal energy conversion system using the Rankine cycle mode // *Energy*. 2019. Vol. 183. P. 497–503. DOI: 10.1016/j.energy.2019.04.008.
20. Sun F., Ikegami Y., Jia B., Arima H. Optimization design and exergy analysis of organic Rankine cycle in ocean thermal energy conversion // *Applied Ocean Research*. 2012. Vol. 35. P. 38–46. DOI: 10.1016/j.apor.2011.12.006.
21. Jung J.-Y., Lee H. S., Kim H.-J., Yoo Y., Choi W.-Y., Kwak H.-Y. Thermoeconomic analysis of an ocean thermal energy conversion plant // *Renewable Energy*. 2016. Vol. 86. P. 1086–1094. DOI: 10.1016/j.renene.2015.09.031.
22. Semmari H., Stitou D., Mauran S. A novel Carnot-based cycle for ocean thermal energy conversion // *Energy*. 2012. Vol. 43. P. 361–375. DOI: 10.1016/j.energy.2012.04.017.
23. Jung H., Hwang J. Feasibility study of a combined ocean thermal energy conversion method in South Korea // *Energy*. 2014. Vol. 75. P. 443–452. DOI: 10.1016/j.energy.2014.07.096.
24. El-Adawy M., Nemitallah M. A., Abdelhafez A. Towards sustainable hydrogen and ammonia internal combustion engines: Challenges and opportunities // *Fuel*. 2024. Vol. 364. Article No. 131090. DOI: 10.1016/j.fuel.2024.131090.
25. Qi Y., Liu W., Liu S., Wang W., Peng Y., Wang Z. A review on ammonia-hydrogen fueled internal combustion engines // *eTransportation*. 2023. Vol. 18. Article No. 100288. DOI: 10.1016/j.etrans.2023.100288.

26. Hansson J., Brynolf S., Fridell E., Lehtveer M. The Potential Role of Ammonia as Marine Fuel—Based on Energy Systems Modeling and Multi-Criteria Decision Analysis // Sustainability. 2020. Vol. 12, no 8. P. 3265. – DOI: 10.3390/su12083265/
27. Fahnstock, J., C. Bingham, 2021. “Mapping of Zero Emission Pilots and Demonstration Projects Second edition”, Global Maritime Forum, March 2021.
28. Zhou X., Li T., Chen R., Wei Y., Wang X., Li S., Kuang M., Yang W. Ammonia marine engine design for enhanced efficiency and reduced greenhouse gas emissions // Nature Communications. 2024. Vol. 15. Article No. 2110. DOI: 10.1038/s41467-024-46452-z.
29. Tutak W. Co-combustion of ammonia and hydrogen in spark ignition engines - State-of-the-art and challenges // International Journal of Hydrogen Energy. 2024. Vol. 80. P. 188–205. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2024.07.163.
30. Dimitriou P., Javaid R. A review of ammonia as a compression ignition engine fuel // International Journal of Hydrogen Energy. 2020. Vol. 45, iss. 11. P. 7098–7118. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2019.12.209.
31. Sittichompoo S., Nozari H., Herreros J. M., Serhan N., da Silva J. A. M., York A. P. E., Millington P., Tsolakis A. Exhaust energy recovery via catalytic ammonia decomposition to hydrogen for low carbon clean vehicles // Fuel. 2021. Vol. 285. Article No. 119111. – DOI: 10.1016/j.fuel.2020.119111.
32. Lucentini I., Garcia X., Vendrell X., Llorca J. Review of the decomposition of ammonia to generate hydrogen // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2021. Vol. 60, no. 51. P. 18560–18611. DOI: 10.1021/acs.iecr.1c00843.
33. Umerenkova K., Borysenko V., Kondratenko O., Koloskov V., Stokov O., Lytvynenko O. Study of the role of alternative fuels in the energy balance of Ukraine and the countries of the European Union during armed aggression and in the post-war reconstruction of the country's economy and infrastructure // Техногенно-екологічна безпека. 2024. no. 1. P. 15–35. DOI: 10.52363/2522-1892.2024.1.2.

34. Valera-Medina A., Xiao H., Owen-Jones M., David W. I. F., Bowen P. J. Ammonia for power // Progress in Energy and Combustion Science. 2018. Vol. 69. P. 63–102. DOI: 10.1016/j.pecs.2018.07.001.
35. Ku J., Heemskerk J. F., Mastenbroek O., Dubois M., Van Oost S., Coesel M. J. N., Supper W., Aceti R. Capillary Pumped Loop GAS and Hitchhiker Flight Experiments // Paper No 86-1249, AIAA/ASME 4th Thermophysics and Heat Transfer Conference, June 1986. 1986. – 12 p. DOI: 10.2514/6.1986-1249
36. TPX for In-Orbit Demonstration of Two-Phase Heat Transport Technology-Evaluation of Flight & Post-Flight Experiment Results / A. A.M.Delil, J.F.Heemskerk, O.Mastenbroek, M.Dubois, S. Van Oost, M.J.N.Coesel, W.Supper, R.Aceti. // 25th International Conference on Environmental Systems, San Diego, California, July 10-13, 1995
37. Y. F. Maidanik and all. High heat flux loop loop heat pipes. Sixth European Symposium on Space environmental control systems, Noordwijk, the Netherlands, 1997.
38. Ruzaiкин V., Lukashov I., Fedorenko T. Ammonia two-phase mechanically pumped loop for geostationary application: Non-condensable gases factor // Colloid and Interface Science Communications. 2023. Vol. 53. P. 100692. DOI: 10.1016/j.colcom.2022.100692.
39. Stalmach, D.D., Oren, J.A., 1982, Systems Evaluation of Thermal Bus Concepts, NASA CR167774.
40. Delil, A.A.M., Some considerations concerning two-phase flow thermal bus systems for spacecraft, NLR-RL-84-028, 1984.
41. Oren, J.A., Study of Thermal Management for Space Platform Applications, NASA CR-165307, 1981.
42. Grigoriev Y.I., Cykhotsky V.M., Prokhorov Y.M., Surguchev O.V., Gorbenko G.A., Blinkov V.N., Teniakov I.E., Malukhin C.A. Two-Phase Heat Transfer Loop of Central Thermal Control System of the International Space Station ALPHA Russian Segment // Proceedings of National Heat Transfer Conference. Houston, Texas, USA. August 3-5. – 1996. – P. 9-18

43. E.I. Grogorov, V.M. Tsihotsky, Y.I. Grigoriev et al. Two-Phase Thermal Control System for International Space Station ALPHA Russian Portion // 46-th International Astronautical Congress. – Oslo (Norway). – 1995. – P. 100
44. Eugene K. Ungar, Thang D. Mai. The Russian Two-Phase Thermal Control System for International Space Station: Description and Analysis. Proceedings of the 31th National Heat Transfer Conference, Houston, Texas. August 3-5. 1996. P.19-24
45. Dempsey R. The International Space Station Operating an Outpost in the New Frontier, National Aeronautics and Space Administration, Book.
46. Buchko O., Gorbenko G., Rohovyi Y., Reshytov E., Turna R. Determining the effect of non-condensable gas on a two-phase ammonia heat transfer loop of the satellite // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2024. Vol. 2, no 5 (128). P. 13–21. DOI: 10.15587/1729-4061.2024.301840.
47. Baker O. Multiphase flow in pipelines // Oil Gas Journal. 1958. Vol. 56. P. 156–167.
48. Bennett A. W., Hewitt G. F., Kearsley H. A., Keeys R. K. F., Lacey P. M. C. Flow visualisation studies of boiling at high pressure // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 1965. Vol. 180, no 3C. P. 1–11.
49. Taitel Y., Dukler A. E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow // AIChE Journal. 1976. Vol. 22, no. 1. P. 47–55. DOI: 10.1002/aic.690220105.
50. Steiner D. VDI-Wärmeatlas / Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV). Düsseldorf, 1993. Chap. Hbb.
51. Kattan N., Thome J. R., Favrat D. Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1—Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map // Journal of Heat Transfer. 1998. Vol. 120, № 1. P. 140–147. DOI: 10.1115/1.2830037.
52. Zürcher O., Favrat D., Thome J. R. Development of a diabatic two-phase flow pattern map for horizontal flow boiling // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002. Vol. 45, no. 2. P. 291–301. DOI: 10.1016/S0017-9310(01)00146-6.

53. Da Silva Lima R. J., Quibén J. M., Kuhn C., Boyman T., Thome J. R. Ammonia two-phase flow in a horizontal smooth tube: Flow pattern observations, diabatic and adiabatic frictional pressure drops and assessment of prediction methods // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009. Vol. 52, no. 9–10. P. 2273–2288. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.12.001.

54. Wojtan L., Ursenbacher T., Thome J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2005. Vol. 48, no. 14. P. 2955–2969. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.012.

55. Gao Y., Feng Y., Zhang H., Shao S., Tian C. Experimental investigation on two-phase flow pattern of ammonia inside 4 mm and 8 mm horizontal smooth tubes // *International Journal of Refrigeration*. 2021. Vol. 130. P. 253–260. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.05.037.

56. Hewitt G. F., Roberts D. N. Studies of two-phase flow patterns by simultaneous x-ray and flash photography / AERE-M-2159. Atomic Energy Research Establishment, Harwell, England, 1969.

57. Dukler A. E., Taitel Y. Flow regime transitions for vertical upward gas liquid flow: A preliminary approach through physical modelling // Workshop held in Houston, TX. 1977. P. 1–10.

58. Kaichiro M., Ishii M. Flow regime transition criteria for upward two-phase flow in vertical tubes // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1984. Vol. 27, no. 5. P. 723–737. DOI:10.1016/0017-9310(84)90142-X.

59. Barnea D. A unified model for predicting flow-pattern transitions for the whole range of pipe inclinations // *International Journal of Multiphase Flow*. 1987. Vol. 13, no. 1. P. 1–12. DOI: 10.1016/0301-9322(87)90002-4.

60. Barnea D., Shoham O., Taitel Y. Flow pattern transition for vertical downward two phase flow // *Chemical Engineering Science*. 1982. Vol. 37, no. 5. P. 741–744. DOI: 10.1016/0009-2509(82)85034-3.

61. Bhagwat S. M., Ghajar A. J. Similarities and differences in the flow patterns and void fraction in vertical upward and downward two phase flow // *Experimental*

Thermal and Fluid Science. 2012. Vol. 39. P. 213–227. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2012.01.026.

62. Ruzaikin V., Lukashov I., Breus A. Ammonia two-phase flow patterns and condensation in the inclined smooth tubes // International Journal of Thermal Sciences. 2024. Vol. 206. P. 109344. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2024.109344.

63. Shah M. M. Improved correlation for heat transfer during condensation in inclined tubes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2023. Vol. 216. P. 124607. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124607.

64. Rouhani Z. Modified correlations for void fraction and two-phase pressure drop / AB Atomenergi, Sweden, AE-RTV-841. – 1969. – P. 1–10.

65. Ruzaikin V., Lukashov I., Breus A., Fedorenko T. Ammonia void fraction in smooth tubes at different gravity orientation // International Journal of Refrigeration. 2023. Vol. 150. P. 89–99. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2023.02.006.

66. Barnea D., Shoham O., Taitel Y., Dukler A. E. Gas-liquid flow in inclined tubes: flow pattern transitions for upward flow // Chemical Engineering Science. 1985. Vol. 40, iss. 1. P. 131–136. DOI: 10.1016/0009-2509(85)85053-3.

67. Taitel Y., Barnea D., Dukler A. E. Modelling flow pattern transitions for steady upward gas-liquid flow in vertical tubes // AIChE Journal. 1980. Vol. 26, iss. 3. P. 345–354. DOI: 10.1002/aic.690260304.

68. Schmid D., Verlaet B., Petagna P., Revellin R., Schiffrmann J. Flow pattern observations and flow pattern map for adiabatic two-phase flow of carbon dioxide in vertical upward and downward direction // Experimental Thermal and Fluid Science. 2022. Vol. 131. P. 110526. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2021.110526.

69. Shah M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1979. Vol. 22, iss. 4. P. 547–556. DOI: 10.1016/0017-9310(79)90058-9.

70. Dobson M. K., Chato J. C. Condensation in Smooth Horizontal Tubes // Journal of Heat Transfer. 1998. Vol. 120, no. 1. P. 193–213. DOI: 10.1115/1.2830043.

71. Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Matkovic M., Rossetto L., Zilio C., Censi G. Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for

Heat Exchanger Design // Heat Transfer Engineering. 2006. Vol. 27, № 8. P. 31–38. DOI: 10.1080/01457630600793970.

72. Thome J. R., El Hajal J., Cavallini A. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003. Vol. 46, iss. 18. P. 3365–3387. DOI: 10.1016/S0017-9310(03)00140-6.

73. Komandiwirya H. B., Hrnjak P. S., Newell T. A. An experimental investigation of pressure drop and heat transfer in an in-tube condensation system of ammonia with and without miscible oil in smooth and enhanced tubes / ACRC CR-54. – University of Illinois at Urbana-Champaign, 2005.

74. Park C. Y., Hrnjak P. NH₃ in-tube condensation heat transfer and pressure drop in a smooth tube // International Journal of Refrigeration. 2008. Vol. 31, no. 4. P. 643–651. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.005.

75. Fronk B. M., Garimella S. Condensation of ammonia and high-temperature-glide ammonia/water zeotropic mixtures in minichannels – Part I: Measurements // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 101. P. 1343–1356. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.049.

76. Tao X., Dahlgren E., Leichsenring M., Infante Ferreira C. A. NH₃ condensation in a plate heat exchanger: Experimental investigation on flow patterns, heat transfer and frictional pressure drop // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2020. Vol. 151. P. 119374. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119374.

77. Ruzaikin V., Lukashov I., Breus A. Ammonia flow boiling in the smooth, annuli and inner-finned tube at different gravity orientation // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2024. Vol. 219. P. 125696. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125696.

78. Müller-Steinhagen H., Heck K. A simple friction pressure correlation for two phase flow in pipes // Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. 1986. Vol. 20, iss. 6. P. 297–308. DOI: 10.1016/0255-2701(86)80008-3.

79. Park C. Y., Hrnjak P. NH₃ in-tube condensation heat transfer and pressure drop in a smooth tube // *International Journal of Refrigeration*. 2008. Vol. 31, no. 4. P. 643–651. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.005.
80. Lockhart R., Martinelli R. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // *Chemical Engineering Progress*. 1947. Vol. 45, no. 1. P. 39–48.
81. Jaster H., Kosky P. Condensation heat transfer in a mixed flow regime // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1976. – Vol. 19, № 1. – P. 95–99. – DOI: 10.1016/0017-9310(76)90014-4.
82. Rouhani Z. Modified correlations for void fraction and two-phase pressure drop / AB Atomenergi, Sweden, AE-RTV-841. – 1969. – P. 1–10.
83. Ruzaikin V., Lukashov I., Breus A., Fedorenko T. Ammonia void fraction in smooth tubes at different gravity orientation // *International Journal of Refrigeration*. 2023. Vol. 150. P. 89–99. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2023.02.006.
84. Kattan N., Thome J. R., Favrat D. Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part 1—Development of a Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map // *Journal of Heat Transfer*. 1998. Vol. 120, № 1. P. 140–147. DOI: 10.1115/1.2830037.
85. Steiner D. VDI-Wärmeatlas / Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV). Düsseldorf, 1993. Chap. Hbb.
86. Biberg D. An explicit approximation for the wetted angle in two-phase stratified pipe flow // *Canadian Journal of Chemical Engineering*. 1999. Vol. 77, no. 6. P. 1221–1224. DOI: 10.1002/cjce.5450770619.
87. Ruzaikin V., Lukashov I., Breus A. Ammonia condensation in the horizontal and vertical smooth tubes // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2024. Vol. 233. P. 126031. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.126031.
88. Cavallini A., Censi G., Del Col D., Doretti L., Longo G. A., Rossetto L. Experimental Investigation on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of New HFC Refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a Horizontal Tube //

International Journal of Refrigeration. 2001. Vol. 24,iss. 1. P. 73–87. DOI: 10.1016/S0140-7007(00)00070-0.

89. Li P., Chen J. J. J., Norris S. Flow condensation heat transfer of CO₂ in a horizontal tube at low temperatures // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 130. P. 561–570. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.004.

90. Kaichiro M., Ishii M. Flow regime transition criteria for upward two-phase flow in vertical tubes // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1984. Vol. 27, iss. 5. – P. 723–737. – DOI: 10.1016/0017-9310(84)90142-X.

91. Dalkilic A. S., Yildiz S., Wongwises S. Experimental investigation of convective heat transfer coefficient during downward laminar flow condensation of R134a in a vertical smooth tube // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009. Vol. 52, № 1–2. P. 142–150. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.05.035.

92. Lips S., Meyer J. P. Experimental study of convective condensation in an inclined smooth tube. Part I: Inclination effect on flow pattern and heat transfer coefficient // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2012. Vol. 55, iss. 1–3. P. 395–404. DOI: 0.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.033.

93. Shah M. M. Heat transfer and pressure drop in ammonia evaporators // *ASHRAE Transactions*. 1974. Vol. 80, no. 2. P. 238–254.

94. Chaddock J., Buzzard G. Film coefficients for in-tube evaporation of ammonia and R502 with and without small percentages of mineral oil // *ASHRAE Transactions*. 1986. Vol. 92, no. 1A. P. 22–40.

95. Kabelac S., De Buhr H. J. Flow boiling of ammonia in a plain and a low finned horizontal tube // *International Journal of Refrigeration*. 2001. Vol. 24, iss. 1. P. 41–50. – DOI: 10.1016/S0140-7007(00)00066-9.

96. Kelly J. E., Eckels S. J., Fenton D. L. An Experimental Investigation of In-Tube Evaporation of Pure Ammonia in a Smooth and a Microfin Tube, Part I—Heat Transfer (RP-866) // *HVAC&R Research*. 2002. Vol. 8, no 3. P. 239–256. DOI: 10.1080/10789669.2002.10391440.

97. Gao Y., Shao S., Zhan B., Chen Y., Tian C. Heat transfer and pressure drop characteristics of ammonia during flow boiling inside a horizontal small diameter

tube // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. Vol. 127, Part B. P. 981–996. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.137.

98. Zhang R., Liu J., Zhang L. Flow boiling heat transfer and dryout characteristics of ammonia in a horizontal smooth mini-tube // International Journal of Thermal Sciences. 2022. Vol. 171. P. 107224. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.107224.

99. Mori H., Yoshida S., Ohishi K., Kakimoto Y. Dryout quality and post-dryout heat transfer coefficient in horizontal evaporator tubes // 3rd European Thermal Sciences Conference, Heidelberg, 2000. 2000. P. 839–844.

100. Wojtan L., Ursenbacher T., Thome J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005. Vol. 48, № 14. P. 2955–2969. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.012.

101. Kattan N., Thome J. R., Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes. Part 3: Development of a new heat transfer model based on flow patterns // Journal of Heat Transfer. 1998. Vol. 120, no. 1. P. 156–165. DOI: 10.1115/1.2830039.

102. Cooper M. K. Saturated nucleate pool boiling: A simple correlation // First UK National Heat Transfer Conference. 1984. Vol. 2. P. 785–793.

103. Zürcher O., Thome J. R., Favrat D. Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions // Journal of Heat Transfer. 1999. Vol. 121, no. 1. P. 89–101. DOI: 10.1115/1.2825974.

104. Wojtan L., Ursenbacher T., Thome J. R. Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II – Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005. Vol. 48, № 14. P. 2970–2985. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.013.

105. Richardson B. L. Some Problems in Horizontal Two-phase Two-Component Flow / Thesis, ANL-5949. – Argonne National Lab, Lemont, Ill., 1958. DOI: 10.2172/4304321

106. Geiger G. R., Rohrer W. M. Sudden contraction losses in two-phase flow // *Journal of Heat Transfer*. 1966. Vol. 88, № 1. P. 1–9.
107. Chisholm D., Sutherland L. A. Prediction of pressure gradients in pipeline systems during two-phase flow // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*. 1969. Vol. 184, no. 3. P. 24–32. DOI: 10.1243/PIME_CONF_1969_184_076_02.
108. Collier J. G., Thome J. R. *Convective Boiling and Condensation*. – 3rd ed. – Oxford: Oxford University Press, 1994. 596 p. ISBN: 978-0-19-856296-2.
109. Schmidt J., Friedel L. Two-phase pressure drop across sudden contractions in duct areas // *International Journal of Multiphase Flow*. 1997. Vol. 23, iss. 2. P. 283–299. DOI: 10.1016/S0301-9322(96)00056-0
110. Abdelall F. F., Hahn G., Ghiaasiaan S. M., Abdel-Khalik S. I., Jeter S. S., Yoda M., Sadowski D. L. Pressure drop caused by abrupt flow area changes in small channels // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2005. Vol. 29, iss. 4. P. 425–434. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2004.05.001.
111. Ahmed W. H., Ching C. Y., Shoukri M. Pressure recovery of two-phase flow across sudden expansions // *International Journal of Multiphase Flow*. 2007. Vol. 33, iss. 6. P. 575–594. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2006.12.005.
112. Chen I., Tseng C., Lin Y., Wang C. Two-phase flow pressure change subject to sudden contraction in small rectangular channels // *International Journal of Multiphase Flow*. 2009. Vol. 35, iss. 3. P. 297–306. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2008.10.008.
113. Wang C. C., Tseng C. Y., Chen Y. A new correlation and the review of two-phase flow pressure change across sudden expansion in small channels // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2010. Vol. 53, iss. 19–20. P. 4287–4295. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.05.057.
114. Padilla M., Revellin R., Bonjour J. Two-phase flow of HFO-1234yf, R-134a and R-410A in sudden contractions: Visualization, pressure drop measurements and new prediction method // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2013. Vol. 47. P. 186–205. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2013.01.015.

115. Kawahara A., Mansour M. H., Sadatomi M., Law W. Z., Kurihara H., Kusumaningsih H. Characteristics of gas-liquid two-phase flows through a sudden contraction in rectangular microchannels // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2015. Vol. 66. P. 243–253. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2015.03.030.

116. Lewis J. M., Wang Y. Investigating the pressure loss associated with two-phase flow in a rectangular microchannel suddenly expanding into a manifold // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2018. Vol. 43, iss. 36. P. 17444–17460. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2018.07.112.

117. Khodaparast S., Borhani N., Tagliabue G., Thome J. R. A micro particle shadow velocimetry (μ PSV) technique to measure flows in microchannels // *Experiments in Fluids*. 2013. Vol. 54, no. 1. P. 1–13. DOI: 10.1007/s00348-013-1474-x.

118. Chisholm D. Two-phase flow in pipelines and heat exchangers. – London: G. Godwin in association with the Institution of Chemical Engineers, 1983. 304 p.

119. Yu J., Li Z., Ma C. F. Experimental study of pressure loss due to abrupt expansion and contraction in mini-channels // *International Heat Transfer Conference 13*, Begel House Inc., 2006. 2006. 11 p. DOI: 10.1615/IHTC13.p14.190.

120. Khodaparast S., Borhani N., Thome J. R. Sudden expansions in circular microchannels: flow dynamics and pressure drop // *Microfluidics and Nanofluidics*. 2014. Vol. 17, № 3. P. 561–572. DOI: 10.1007/s10404-013-1321-7.

121. Butterworth D., Hewitt G. F. Two-phase flow and heat transfer. United States: Oxford University Press, 1977. 514 p.

122. Geiger G. R., Rohrer W. M. Sudden contraction losses in two-phase flow // *Journal of Heat Transfer*. 1966. Vol. 88, № 1. P. 1–9.

123. Simpson H. C., Rooney D. H., Grattan E. Two phase flow through gate valves and orifice plates // *International Conference on the Physical Modelling of Multi-Phase Flow*, 1983. 1983. P. 25–40.

124. Morris S. D. Two phase pressure drop across valves and orifice plates // *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Southampton, UK. 1985. 15 p.

125. Alimonti C., Falcone G., Bello O. Two-phase flow characteristics in multiple orifice valves // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2010. Vol. 34, iss. 8. P. 1324–1333. DOI: doi.org/10.1016/J.EXPTHERMFLUSCI.2010.06.004.

126. Sánchez Silva F., Luna Resendiz J. C., Carvajal Mariscal I., Tolentino Eslava R. Pressure drop models evaluation for two-phase flow in 90 degree horizontal elbows // *Ingeniería Mecánica, Tecnología y Desarrollo*. 2010. Vol. 3, no. 4. P. 115–122.

127. Idelchik I. E. *Handbook of Hydraulic Resistance*. – New York: Hemisphere Publishing, 1986. – 790 p.

128. Janssen E., Kervinen J. A. Two-phase pressure drop across contractions and expansions water-steam mixtures at 600 to 1400 psia / GEAP-4622. – General Electric Co. Atomic Power Equipment Dept., San Jose, Calif., 1964. 30 p.

129. Rouhani Z. Modified correlations for void fraction and two-phase pressure drop / AB Atomenergi, Sweden, AE-RTV-841. 1969. P. 1–10.

130. Woldesemayat M. A., Ghajar A. J. Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes // *International Journal of Multiphase Flow*. 2007. Vol. 33, iss. 4. P. 347–370. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2006.09.004.

131. Ruzaiкин V., Lukashov I., Breus A., Shypul O. Ammonia adiabatic two-phase flow patterns in the horizontal tube // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2024. Vol. 234. P. 126133. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.126133.

132. Chisholm D. *Two-phase flow in pipelines and heat exchangers*. London: G. Godwin in association with the Institution of Chemical Engineers, 1983. 304 p.

133. Morris S. D. Two phase pressure drop across valves and orifice plates // *European Two-Phase Flow Group Meeting*, Southampton, UK, June 1985. – 1985. – 15 p.

134. Baroczy C. J. A systematic correlation for two-phase pressure drop // *Chemical Engineering Progress Symposium Series*. 1966. Vol. 62, iss. 64. P. 232–249.

135. Lockhart R. W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // Chemical Engineering Progress. 1949. Vol. 45. P. 39–48.

136. da Silva Lima R. J., Quibén J. M., Kuhn C., Boyman T., Thome J. R. Ammonia two-phase flow in a horizontal smooth tube: Flow pattern observations, diabatic and adiabatic frictional pressure drops and assessment of prediction methods // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009. Vol. 52, iss. 9–10. P. 2273–2288. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.12.001

137. Müller-Steinhagen H., Heck K. A simple friction pressure correlation for two phase flow in pipes // Chemical Engineering and Processing: Process Intensification. 1986. Vol. 20, iss. 6. P. 297–308. DOI: 10.1016/0255-2701(86)80008-3.

138. Grönnerud R. Investigation of liquid hold-up, flow-resistance and heat transfer in circulation type of evaporators, part iv: two-phase flow resistance in boiling refrigerants // Annexe 1972-1, Bulletin de l'Institut International du Froid. 1979. P. 1–15.

139. Ruzaiкин V., Lukashov I., Breus A. Ammonia single-phase and two-phase frictional pressure losses in horizontal smooth and straight inner-grooved tubes // International Journal of Refrigeration. 2024. Vol. 161. P. 124–134. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.02.029.

140. Yao Y., Hrnjak P. Measurement and modeling of void fraction for developing two-phase flow of R134a in a horizontal tube after an expansion valve // International Journal of Refrigeration. 2023. Vol. 154. P. 125–137. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2023.07.009.

141. Лукашов І., Довжина збурення в двофазному потоці амміаку для горизонтального та висхідного потоку після дросельного отвору, Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології, № 102, 2024, 180-189. DOI: 10.32620/oikit.2024.102.12.

ДОДАТОК А

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

ЗАТВЕРЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи, Надзвичайний аерокосмічний університету «Каркивський авіаційний



Г. ГУМЕННИЙ
23.05.2025р.

АКТ

впровадження в навчальному процесі
результатів дисертаційної роботи ЛУКАШОВА Івана Миколайовича
«Експериментальне та теоретичне дослідження процесів тепломасообміну в елементах
перспективних аміачних енерготехнологічних установок»

Комісія у складі голови – декана факультету авіаційних двигунів, к.т.н., доцента Юрія Широкого, членів доцента кафедри аерокосмічної теплотехніки, к.т.н. Тараса МИХАЙЛЕНКО та доцента кафедри аерокосмічної теплотехніки, к.т.н. Костянтина ЄПІФАНОВА встановила, що результати наукових досліджень ЛУКАШОВА Івана Миколайовича, а саме:

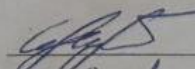
1) нова феноменологічна кореляція оцінки коефіцієнту тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних каналах при масовій швидкості від 20 до 120 $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і температурі насичення від 35 °С до 65 °С;

2) нова феноменологічна рекомендація для фактору придушення бульбашкового механізму кипіння (0.8 у моделі Войтана) яка є відношенням відповідних оцінок бульбашкової та конвективної складових і демонструє кращу кількісну та якісну адекватність отриманим даним.

було впроваджено в навчальному процесі кафедри аерокосмічної теплотехніки у вигляді практичних робіт за навчальною дисципліною «Тепломасообмін».

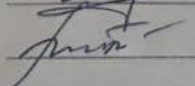
Це дозволило впровадити в навчальний процес нові науково-технічні досягнення, покращити наочність, фундаментальну та практичну спрямованість навчального процесу і у кінцевому результаті підвищити якість підготовки спеціалістів з аерокосмічної техніки.

Голова комісії:

 Юрій ШИРОКИЙ

Члени комісії:

 Костянтин ЄПІФАНОВ

 Тарас МИХАЙЛЕНКО

« 23 » 05 2025 р.

АТ «ФЕД»
вул. Сумська, 132
61023, м. Харків, Україна
Тел. +380 57 766 66 22
Факс +380 57 715 64 76
E-mail: fed@fed.com.ua
www.fed.com.ua



FED JSC
132 Sumska str.
61023, Kharkiv, Ukraine
Tel. +380 57 766 66 22
Fax +380 57 715 64 76
E-mail: fed@fed.com.ua
www.fed.com.ua

Handwritten signature

ЗАТВЕРЖУЮ

Т.В.О. Технічного директора АТ «ФЕД»

ГОЛОВКО С.Т.

«23» червня 2025 р.

АКТ № 35 від 23.05. 2025 р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
асистента кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем
ЛУКАШОВА Івана Миколайовича
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю
05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Комісія у складі:

голови: начальник Управління виробництва АТ «ФЕД» Гур'янов В.В.

членів: перший заступник головного технолога АТ «ФЕД» Нефьодов С.Ю., начальник управління нестандартного випробувального обладнання АТ «ФЕД» Запорожець А.С.

розглянула матеріали наукових досліджень асистента кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем ЛУКАШОВА Івана Миколайовича.

Комісія засвідчує:

1. Результати наукових досліджень, що проведено ЛУКАШОВИМ Іваном Миколайовичем, складають:
 - карта двофазних режимів адіабатичної двофазної течії аміаку в горизонтальних і вертикальних трубах при середньому і високому тиску, котра відрізняється від існуючих карт визначною роллю потоку імпульсу парової фази;
 - підхід до визначення місцевих втрати тиску при раптовому розширенні та звуженні.
2. Запропонована карта двофазних режимів адіабатичної двофазної течії аміаку використовується для розпізнавання режимів течії в каналах аміачних паросилових енерготехнологічних установок і системах.
3. При використанні аміаку в випадках з низьким геометричним коефіцієнтом ($\sigma < 0,2$) та високими масовими швидкостями ($G > 400 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$) використовується гомогенний підхід Баттерворта і Х'юїта, відповідність якого не перевищує $\pm 20\%$. При малих



BS EN ISO 9001:2015
EN 9100:2018 NAUK4202017-1

масових швидкостях при розширенні використовується модель Чізхолма з емпіричним коефіцієнтом $B=0,5$. А для консервативних оцінок максимальних та мінімальних двофазних місцевих втрат тиску при звуженні та розширенні використовується емпіричні коефіцієнти $B=0,5$ і $B=1,5$

4. Результати наукових досліджень використовуються при проектуванні, виготовленні та тестуванні компонентів перспективних аміачних енерготехнологічних установок для наземного та космічного призначення
5. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії:

Члени комісії:



Гур'янов В.В.

Нефьодов С.Ю.

Запорожець А.С.

ЗАТВЕРЖУЮ

В.о. Головного конструктора-директора
ТОВ «ХАКБ»

Циганков О. М..

23.06.2025 р.

АКТ № 58 від 23.06.2025 р.

про впровадження результатів дисертаційного дослідження
асистента кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем
ЛУКАШОВА Івана Миколайовича
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю
05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Комісія у складі:

голови: Перший заступник головного конструктора Ю.В. Царабан
членів: заступник головного інженера М.В. Зверев
начальник цеху І.В. Кубак

розглянула матеріали наукових досліджень асистента кафедри теоретичної механіки,
машинознавства та роботомеханічних систем ЛУКАШОВА Івана Миколайовича.

Комісія засвідчує:

1. Результати наукових досліджень, що проведено ЛУКАШОВИМ Іваном Миколайовичем, складають:
 - карта двофазних режимів адіабатичної двофазної течії аміаку в горизонтальних і вертикальних трубах при середньому і високому тиску, котра відрізняється від існуючих карт визначною роллю потоку імпульсу парової фази;
 - підхід до визначення місцевих втрати тиску при раптовому розширенні та звуженні.
2. Запропонована карта двофазних режимів адіабатичної двофазної течії аміаку використовується для розпізнавання режимів течії в каналах аміачних паросилових енерготехнологічних установок і системах.
3. При використанні аміаку в випадках з низьким геометричним коефіцієнтом ($\sigma < 0,2$) та високими масовими швидкостями ($G > 400 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$) використовується гомогенний підхід Баттерворта і Х'юїта, відповідність якого не перевищує $\pm 20\%$. При малих масових швидкостях при розширенні використовується модель Чізхолма з емпіричним коефіцієнтом $B=0,5$. А для консервативних оцінок максимальних та мінімальних двофазних місцевих втрат тиску при звуженні та розширенні використовується емпіричні коефіцієнти $B=0,5$ і $B=1,5$.
4. Результати наукових досліджень використовуються при проектуванні, виготовленні та тестуванні компонентів перспективних аміачних енерготехнологічних установок для наземного та космічного призначення.
5. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

Голова комісії:

Члени комісії:

ДОДАТОК Б СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Ruzaikin, V. Ammonia two-phase flow patterns and condensation in the inclined smooth tubes / V. Ruzaikin, I. Lukashov , A. Breus // International Journal of Thermal Sciences, 2024, vol. 206, 109344. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2024.109344.
2. Ruzaikin, V. Ammonia condensation in the horizontal and vertical smooth tubes / V. Ruzaikin, I. Lukashov , A. Breus // International Journal of Refrigeration, 2024, vol. 164, pp. 1-11. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.03.003.
3. Ruzaikin, V. Ammonia single-phase and two-phase local pressure losses on sudden expansion and contraction / V. Ruzaikin, I. Lukashov , A. Breus // International Communications in Heat and Mass Transfer, 2025, vol. 162, 108639. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.108639.
4. Ruzaikin, V. Ammonia void fraction in smooth tubes at different gravity orientation / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus, T. Fedorenko // International Journal of Refrigeration, 2023, vol. 150, pp. 89-99. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.02.006>.
5. Ruzaikin, V. Ammonia adiabatic two-phase flow patterns in the horizontal tube / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus, O. Shypul // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, vol. 234, 126133. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.126133.
6. Ruzaikin, V. Ammonia flow boiling in the smooth, annuli and inner-finned tube at different gravity orientation / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, vol. 228, 125696. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125696.
7. Ruzaikin, V. Ammonia two-phase mechanically pumped loop for geostationary application: Non-condensable gases factor / V. Ruzaikin, I. Lukashov, T. Fedorenko // Colloid and Interface Science Communications, 2023, vol. 52, 100692. DOI: 10.1016/j.colcom.2022.100692.

8. Лукашов І., Довжина збурення в двофазному потоці амміаку для горизонтального та висхідного потоку після дросельного отвору, Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології, № 102, 2024, - С. 180-189. DOI: 10.32620/oikit.2024.102.12.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

9. Ruzaikin V., Lukashov I. Pump Assistant Ground-Source Two-Phase Thermosiphon for the Heating and Cooling of Households: conference materials Integrated Computer Technologies In Mechanical Engineering. 2022 // Lecture Notes in Networks and Systems, 2023. – pp. 665-676. DOI: 10.1007/978-3-031-36201-9_55.

10. Two-Phase Immersion Cooling Technology Perspectives in Electronics / V. Ruzaikin, I. Lukashov, Ye. Tsegelnyk, S. Plankovskyy // Smart Technologies in Urban Engineering: Lecture Notes in Networks and Systems, 2023. – pp. 307-318: 10.1007/978-3-031-46877-3_27.