

УДК 536.423.4

Теплообмін у разі конденсації всередині мініканалів

В. В. Горін

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, вул. Ковальська, 15, Одеса, 65020, Україна
e-mail: gorin5300@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3832-2614>

У роботі проаналізовано експериментальні дослідження конденсації робочих речовин усередині мініканалів із літературних джерел. Наведено залежності коефіцієнтів тепловіддачі від масового паровмісту за різними масовими швидкостями й тепловими потоками. Показано вплив на тепловіддачу геометричних форм та розмірів мініканалів. Аналіз робіт у разі конденсації всередині мініканалів показав, що в багатьох опублікованих роботах розглядають переважно вплив на тепловіддачу масової швидкості потоку і масового паровмісту, але не досліджують впливу теплового потоку на характер теплообміну. Також огляд робіт свідчить про необхідність проведення подальших досліджень процесів конденсації в мініканалах і розроблення відповідної методики розрахунку тепловіддачі, яка буде коректною (прийнятною) під час урахування впливу різних режимів потоку на процеси передавання теплоти. У подальших дослідженнях необхідно: провести більш детальний (грунтовний) аналіз наявних теоретичних і емпіричних методів розрахунку тепловіддачі у разі конденсації в середині мініканалів, щоб сформулювати загальну методичку розрахунку тепловіддачі з урахуванням впливу режимів течії фаз і теплового потоку; у дослідженнях з конденсації в мініканалах – істотно розширити діапазон робочих речовин, які використовують в експериментах, наприклад сумішевих та природних холодоагентів. Варто зауважити, що застосування мініканалів у конденсаторах різних агрегованих систем, наприклад системах кондиціонування повітря, є достатньо перспективним напрямом для їх більш широкого застосування.

Ключові слова: конденсація, мініканали, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі, міжфазне тертя, поверхневий натяг.

© The Author(s) 2017. This article is an open access publication
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1 Вступ

Удосконалення теплообмінних апаратів, зокрема, мініканальних конденсаторів холодильних агрегатів та автомобільних систем кондиціонування повітря, є наслідком застосування різноманітних конструктивних і технологічних рішень щодо створення та виготовлення каналів зі зменшеними геометричними розмірами. Процес мініатюризації каналів і трубок є одним із способів інтенсифікації теплообміну у разі фазових перетворень та робить застосування мініканалів перспективним напрямом у створенні компактних апаратів.

Використання мініканалів дозволяє забезпечити високий рівень міцності апаратів, підвищити інтенсивність теплообміну, а також призводить до зменшення кількості робочої речовини у них.

Питання практичного застосування мікроканальних систем прискорило науковий інтерес до експериментальних досліджень процесів гідродинаміки та конденсації всередині мініканалів, що набуло відображення в багатьох роботах [1 - 11].

Як робочі речовини у більшості робіт досліджували обмежену кількість холодоагентів, зокрема, R22, R32, R290, R410A, R407C, і, найчастіше, R134a.

У запропонованій статті наведено огляд робіт стосовно результатів досліджень процесів конденсації робочих речовин у мініканалах з різною геометрією внутрішнього перерізу каналу.

2 Теплообмін у разі конденсації в мініканалах

У роботі [1] автор пропонує класифікацію каналів за їх найменшим розміром (d - діаметр каналу):

- звичайні канали $d > 3$ мм;
- мініканали $3 \text{ мм} \geq d > 200$ мкм;
- мікроканали $200 \text{ мкм} \geq d > 10$ мкм;
- перехідні мікроканали $10 \text{ мкм} \geq d > 1$ мкм;
- перехідні наноканали $1 \text{ мкм} \geq d > 0,1$ мкм;
- наноканали $0,1 \text{ мкм} \geq d$.

У разі некругових каналів рекомендовано мінімальний розмір каналу. Наприклад, у разі поперечного прямокутного перерізу каналу замість діаметра d пропонують використовувати найменшу сторону перетину.

Загальний вигляд поперечних перерізів багатопортових екструдованих мініканалів наведено на рис. 1 із роботи [3], де досліджено конденсацію холодоагенту R12 у середині алюмінієвих багатоканальних трубок малого діаметра з мікрооребрінням та без нього і робочою довжиною трубок $l = 455$ мм. У дослідженнях використовували трубки прямокутного перерізу з розмірами 16×3 мм. Внутрішні канали без оребріння мали еквівалентний розмір $d_{eqv} = 2,64$ мм або $1,56$ мм. Висота мікроребер становила $h = 0,2$ мм з кроком $S = 0,5$ мм.

Отримані результати експериментів у формі залежності коефіцієнтів тепловіддачі у гладкостінних та мікрооребраних трубках від масового паровмісту x та масової швидкості G наведено на рис. 2.

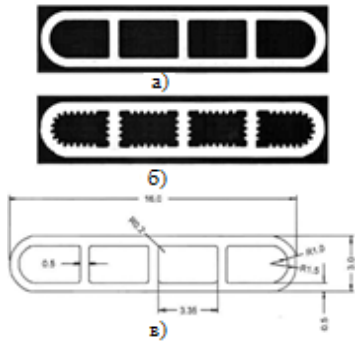


Рисунок 1 - Багатоканальні екструдовані алюмінієві гладкі та мікрооребрєні трубки (а, б) та їх геометричні розміри (в).

Однак із рис. 2 не видно суттєвої інтенсифікації теплообміну. За масових швидкостей ($G = 400 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$) найбільший ефект інтенсифікації становить 1,6 разу, а зі збільшенням G до $1400 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ цей ефект знижується до 11%. Відповідно, з урахуванням розвитку внутрішньої поверхні, відносно зростання множника ($\alpha \cdot F$), становить від 2,21 до 1,58.

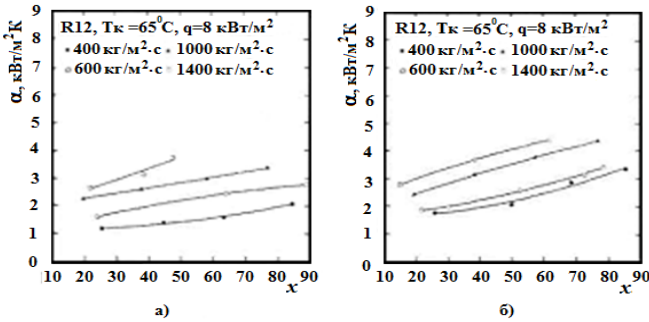


Рисунок 2 - Залежність коефіцієнтів тепловіддачі α під час конденсації від масового паровмісту x за постійного теплового потоку $q = 8 \text{ кВт}/\text{м}^2$: а) гладка трубка; б) мікрооребрєна трубка.

У роботі [4] автори досліджували тепловіддачу під час конденсації R410A у чотирьох мультипортових алюмінієвих трубках із гладкими прямокутними перерізами і з гідравлічними діаметрами d_h , які дорівнюють 0,82; 1,08; 1,11 і 1,12 мм (табл. 1) за масових швидкостей $G = 50 - 500 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$, теплових потоків $q = 5 - 12 \text{ кВт}/\text{м}^2$ і температури насичення $t_{\text{н}} = 48^\circ\text{C}$.

Таблиця 1 – Геометричні характеристики каналів тестових трубок [4]

№	Тип трубки	Кількість каналів, од.	S , мм	h , мм	d_h , мм
1	A	7	8	2,5	1,12
2	B	11	12	2,5	1,11
3	C	18	16	1,8	0,82
4	D	16	20	2,1	1,08

У роботі досліджено вплив на тепловіддачу α режимних параметрів (G, q) та геометричних розмірів каналів d_h . Результати досліджень, на прикладі трубки В-типу, наведено на рис. 3 - 5.

З графіків видно, що коефіцієнти тепловіддачі α збільшуються зі збільшенням паровмісту x , масової швидкості G і теплового потоку q . Однак тепловіддача

незначною мірою залежить від масової швидкості й паровмісту за їх низьких значень.

У роботі також відзначено вплив геометричних розмірів перетину та поверхневого натягу на тепловіддачу. Коефіцієнти тепловіддачі збільшуються за рахунок зменшення коефіцієнта стиснення і збільшення ширини каналів.

Результати досліджень показали збільшення коефіцієнтів тепловіддачі α зі зростанням режимних параметрів (x, G, q). Однак, при низьких значеннях паровмісту x і масових швидкостей G , коефіцієнти тепловіддачі α незначною мірою залежать від теплових потоків q . Це видно з рис. 3, де значення коефіцієнтів тепловіддачі майже однакові за низьких значень масових швидкостей G , які становлять - 50, 100 і $150 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$. Автори [4] посилаються на роботи [7], [12], у яких також зауважено, що значення коефіцієнтів тепловіддачі є фактично рівними за низьких масових швидкостей $G = 100$ і $G = 200 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$.

Автори [4] пояснюють це тим, що міжфазне тертя зменшується до моменту, коли воно перестає бути переважним чинником у разі конденсації у прямокутному каналі, та згодом вплив поверхневого натягу стає домінуючим.

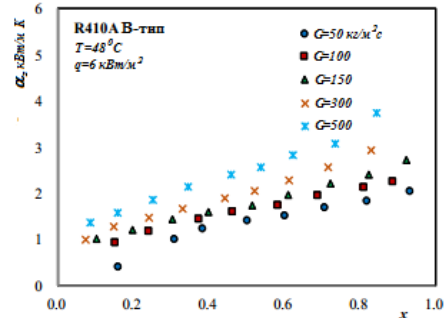


Рисунок 3 – Вплив масової швидкості G на коефіцієнт тепловіддачі α .

Це припущення узгоджується з теоретичними даними з роботи [13]. Автори роботи [14], де досліджували теплообмін під час конденсації R134a всередині круглих та прямокутних мініканалів, також виявили незначний вплив на коефіцієнт тепловіддачі низької масової швидкості. Однак, за високих масових швидкостей потоку (300 і $500 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$), вплив міжфазного тертя на тепловіддачу є набагато сильнішим ніж вплив поверхневого натягу.

На рис. 4 наведено залежність коефіцієнта тепловіддачі у функції паровмісту за конденсації R410A для різних теплових потоків q від 3 до $15 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

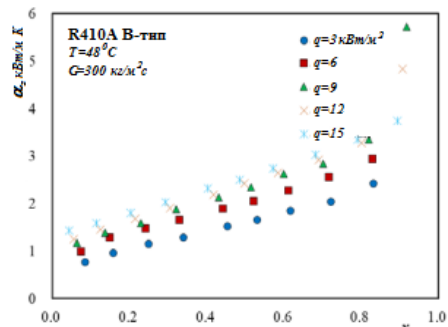


Рисунок 4 – Вплив теплового потоку q на коефіцієнт тепловіддачі α .

Дослідження показали, що за зростанням режимних параметрів (x, G, q) коефіцієнти тепловіддачі α збільшуються. У разі низьких значень паровмісту x і масових швидкостей G коефіцієнти тепловіддачі α незначною мірою залежать від теплових потоків q .

Вплив гідравлічного діаметра на коефіцієнт теплопередачі у разі конденсації у прямокутних каналах показано на рис. 5. Вплив геометричних розмірів на коефіцієнт тепловіддачі залежить від розміру прямокутних каналів за ступенем впливу поверхневого натягу. Коефіцієнт тепловіддачі збільшувався зі зменшенням співвідношення сторін та збільшенням ширини багатопортових каналів.

За умови конденсації всередині багатопортової прямокутної труби виявлено однаковий вплив як поверхневого натягу, так і міжфазного тертя пари та рідини.

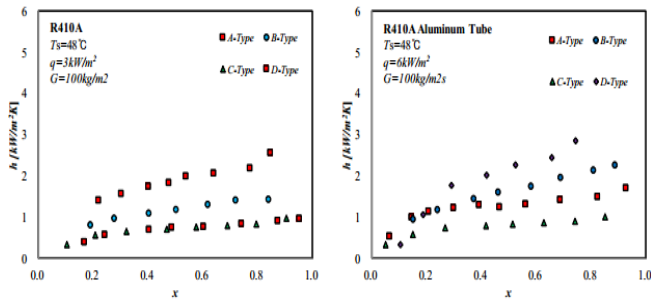


Рисунок 5 – Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі α між різними типами дослідних трубок.

У роботі [5] автори досліджували конденсацію холодоагентів R22, R410A та пропану (R290) в середині горизонтальної алюмінієвої багатопортової (9 каналів) плоскої трубки з гідравлічним діаметром $d_h = 1,4$ мм, довжиною $l = 530$ мм. Експериментальні дані стосовно тепловіддачі α отримано за таких значень режимних параметрів: паровміст $x = 0,1 - 0,9$, масова швидкість $G = 200 - 400$ кг/(м²с), тепловий потік $q = 7,3 - 7,7$ кВт/м², температура насичення $t_n = 40$ °С. Отримані результати досліджень подано на рис. 6 та 7.

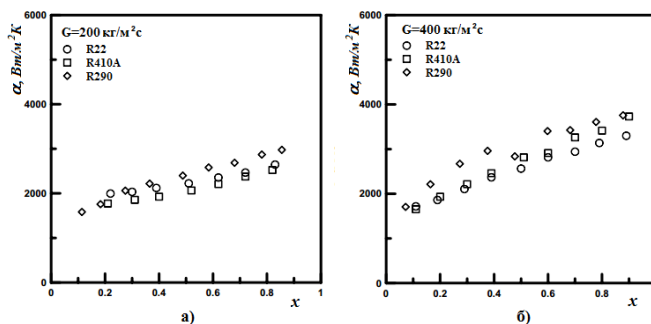


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнтів тепловіддачі α від паровмісту x за масової швидкості потоку $G = 200$ кг/(м²с) (а) і 400 кг/(м²с) (б).

Порівняння авторами роботи [5] отриманих дослідних даних із розрахунками за найбільш відомими розрахунковими кореляціями різних авторів [15 - 21], які були розроблені для розрахунку конденсації всередині звичайних труб з діаметрами $d > 3$ мм за класифікацією з праці [1], показав відхилення в межах до 25 % для використання ефективної площі поверхні теплообміну в дослідях.

За думкою авторів [5], це означає, що у разі зменшення діаметра труби до 1,4 мм, у каналах відбуваються незначні зміни характеристик та структури потоку. На підставі отриманих дослідних даних вони запропонували модифіковану залежність (1), яку можна застосовувати до труб малого діаметра з урахуванням ефективною площі поверхні тепловіддачі:

$$\alpha = 22,42 \cdot \alpha_p \left[1 + \frac{2}{X_n} \right]^{0,81} Bo^{0,33} \left(\frac{k_p}{D} \right) \times R_{ef}, \quad (1)$$

де $\alpha_p = 0,023 Re^{0,8} Pr_p^{0,4}$, $Bo = \frac{Q}{rGF}$, $R_{ef} = \frac{F_{ef}}{F}$, X_n – параметр Локкарта-Мартініеллі, F_{ef} і F – ефективна і повна поверхні теплообміну відповідно.

Розрахунок за залежністю (1) показав найменше середнє відхилення для всіх даних (20%).

Автори роботи [6] досліджували конденсацію холодоагентів R22, R410A і R407C у двох горизонтальних неіржавних трубках із різними внутрішніми діаметрами $d_{вн} = 1,088$ і $1,289$ мм. Експерименти проводили за температури насичення $t_n = 30$ °С і 40 °С, масовою швидкістю потоку від $G = 300$ до 600 кг/(м²с) та масового паровмісту $x = 0,1 - 0,9$. У статті не наведено значень теплових потоків у експериментах.

Результати впливу на теплообмін масової швидкості й паровмісту показали зростання коефіцієнтів тепловіддачі зі збільшенням G і x , особливо цей вплив посилюється в області високих значень паровмісту x .

Отримані в роботі експериментальні дані порівнювали з розрахунками за різними кореляціями, зокрема за залежностями з робіт [19] і [15] для труб зі звичайним діаметром ($d_h > 3$ мм). Автори наголошують, що результати розрахунків майже за всіма залежностями перевищують значення отриманих експериментальних даних. Однак, результати розрахунку за залежностями з робіт [22] та [23] мали достатньо високу збіжність з дослідними даними.

Вплив геометричних характеристик на теплообмін найбільш характерно проявляється для трубки з гідравлічним діаметром $d_h = 1,088$ мм (рис. 7).

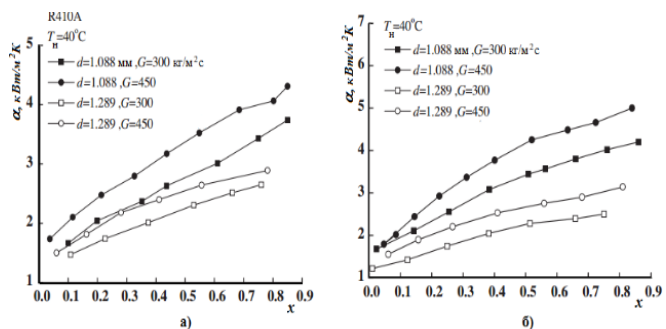


Рисунок 7 – Вплив гідравлічного діаметра трубок на тепловіддачу α .

Автори праці [23] експериментально досліджували тепловіддачу та зниження тиску за умови конденсації холодоагенту R134a у горизонтальній круглій трубці з внутрішнім діаметром $d_{вн} = 2$ мм. Автори вивчали вплив на тепловіддачу та зниження тиску теплового потоку, масової швидкості, масового паровмісту й температури насичення R134a. Отримані значення порівнювалися з даними для труби звичайного діаметра із

$d_{\text{вн}} = 8$ мм. З'ясувалося, що впродовж змінювання всього діапазону паровмісту коефіцієнти тепловіддачі для труби малого діаметра перевищують дані для труби зі звичайним діаметром приблизно на 10%. Також у роботі зауважено, що за низького теплового потоку і температури насичення і за високих масових швидкостей потоку, тепловіддача у трубі з малим діаметром була вищою. На підставі отриманих даних автори запропонували емпіричну залежність щодо розрахунку коефіцієнта тепловіддачі:

$$\frac{\alpha_{\text{дф}} d}{\lambda_p} \text{Pr}_p^{-0,33} \text{Bo}^{0,3} \text{Re} = 6,48 \text{Re}_{\text{екв}}^{1,04}, \quad (2)$$

$$\text{де } \text{Re}_{\text{екв}} = \frac{G_{\text{екв}} d}{\mu_p}, \quad G_{\text{екв}} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_p}{\rho_c} \right)^{0,5} \right]$$

Еквівалентне число $\text{Re}_{\text{екв}}$ для рідини запропоновано в роботі [15].

Автори праці [23] пропонують використовувати отримані результати при проектуючи більш компактні та ефективні конденсатори системи кондиціонування повітря за допомогою холодоагенту R134a.

У роботі [7] досліджували локальні коефіцієнти тепловіддачі під час конденсації холодоагентів R134a і R32 всередині горизонтального круглого мініканалу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 0,96$ мм. Дослідження проводили за температури насичення $t_{\text{н}} = 40^\circ\text{C}$, масові швидкості потоку від 100 до 1200 $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$ і масового паровмісту $x = 0,01 - 0,9$. Відзначено, що за винятком найнижчої масової швидкості, результати випробувань не показують суттєвої невідповідності з розрахунком за залежностями для труб зі звичайним внутрішнім діаметром. Отримані результати досліджень подано на рис. 9.

Описана в роботі методика дозволяє вимірювати локальні коефіцієнти тепловіддачі з високою точністю, оскільки її отримано з локального теплового потоку, який, у свою чергу, походить від профілю температури охолоджувальної рідини. У цілому в дослідній ділянці було встановлено більше ніж 30 термопар для вимірювання температури холодоагенту, стінки трубки та охолоджувальної рідини.

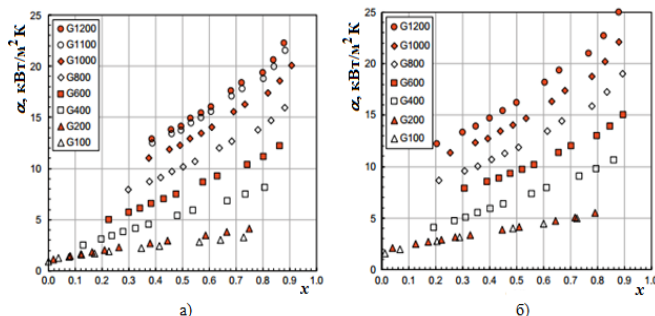


Рисунок 8 – Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі α від паровмісту x для холодоагентів R134a (а) і R32 (б) за масовою швидкістю G від 100 до 1200 $\text{кг}/\text{м}^2\text{с}$.

Під час розрахунку тепловіддачі за відомими моделями, які використовували автори для порівняння з отриманими експериментальними даними, найбільш точний прогноз надала кореляція з роботи [24]. Проте,

порівняння результатів, отриманих у роботі з розрахунками за відомими залежностями, які використовують для розрахунку конденсації у звичайних трубах ($d > 3$ мм), можуть використовуватися для проектування мініканальних конденсаторів за умови достатньо великих масових швидкостей та круглого поперечного перерізу каналу. Однак, перш ніж використовувати аналогічні висновки стосовно мініканалів з некруглими перерізами, необхідно провести ряд досліджень у подальшому.

Автори роботи [8] досліджували процеси конденсації холодоагенту R290 (пропан) у середині горизонтального круглого мініканалу з внутрішнім діаметром $d_{\text{н}} = 0,96$ мм. Дослідження проводили за температури насичення $t_{\text{н}} = 40^\circ\text{C}$, масової швидкості потоку G від 100 до 800 $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$ і масового паровмісту $x = 0,01 - 0,9$. У статті не наведено даних з теплових потоків у експериментах. Отримані результати досліджень подано на рис. 9.

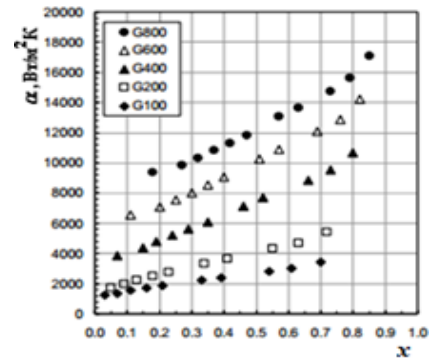


Рисунок 9 – Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі α від паровмісту x для холодоагенту R290 за масовою швидкістю G від 100 до 800 $\text{кг}/\text{м}^2\text{с}$.

Як і передбачали автори, коефіцієнти тепловіддачі α у разі конденсації в середині трубки збільшуються зі зростанням масової швидкості G та паровмісту x .

Експериментальні дані з тепловіддачі показують, що конденсація визначається міжфазним тертям, що є переважним для більшості отриманих даних, тому коефіцієнти тепловіддачі можна розраховувати з використанням моделі [25] та модифікованої моделі [26], з використанням методу з роботи [27] щодо розрахунку зниження тиску.

Автори роботи [9] досліджували теплообмін і зниження тиску під час конденсації холодоагенту R152a у круглому та квадратному мініканалах з гідравлічними діаметрами $d_{\text{н}} = 1,152$ і $d_{\text{н}} = 0,952$ мм відповідно. Експерименти проводили за масової швидкістю G від 200 до 800 $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$, температур насичення $t_{\text{н}} 40^\circ\text{C}$ та 50°C і масовому паровмісту x від 0,1 до 0,9.

На рис. 10, зі смужками похибок, показано вплив масової швидкості G , масового паровмісту x і гідравлічного діаметра каналу $d_{\text{н}}$ на тепловіддачу α .

З рис. 10 видно збільшення коефіцієнтів тепловіддачі зі збільшенням масової швидкості та паровмісту як у круглому, так і у квадратному мініканалах, що узгоджується з попередніми дослідженнями цих авторів [28]. За високих значень паровмісту й у разі збільшення масової швидкості, коефіцієнти тепловіддачі різко зростають, що автори пояснюють домінуючим впливом міжфазного тертя.

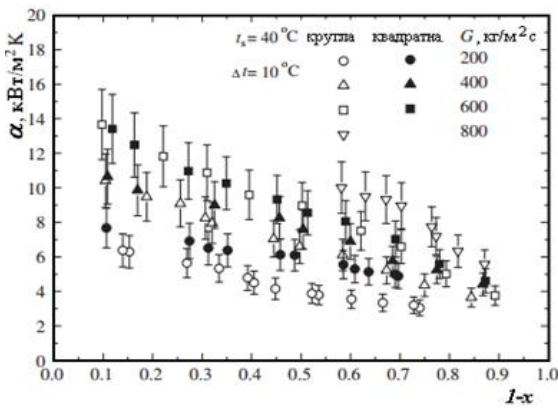


Рисунок 10 – Вплив масової швидкості G , масового паровмісту x та геометрії каналу d_h на коефіцієнти тепловіддачі α .

Як зазначалося вище, експерименти проводили за двома температурами насичення t_n 40 і 50°C у круглому мініканалі. При цьому встановлено зниження коефіцієнтів тепловіддачі зі збільшенням температури насичення, що автори роботи пояснюють залежністю термодинамічних властивостей холодоагенту від температури насичення.

Також, на рис. 10 показано вплив геометрії каналу на коефіцієнти тепловіддачі при конденсації R152a за різних масових швидкостей. За $G = 200$ кг/(м²·с) коефіцієнти тепловіддачі у квадратному мініканалі вищі, ніж у круглому. З одного боку, це зумовлено впливом кутів у квадратному мініканалі, при цьому конденсат «втягується» до кутів за рахунок впливу поверхневого натягу, що зменшує середній термічний опір поперечного перерізу каналу. З другого боку, менший гідравлічний діаметр квадратного мініканалу порівняно з круглим, збільшує коефіцієнт тепловіддачі, що збігається з попереднім дослідженням цих авторів [28]. За $G = 400$ кг/(м²·с) коефіцієнт тепловіддачі у квадратному мініканалі також вищий ніж у круглому, хоча вплив масової швидкості зменшується порівняно з $G = 200$ кг/(м²·с).

Проте, за збільшенням до $G = 600$ кг/(м²·с) коефіцієнти тепловіддачі для двох мініканалів майже рівні між собою, що свідчить про переважний вплив міжфазного тертя порівняно з поверхневим натягом (вплив кутів квадратного мініканалу стає незначним за високих масових швидкостей).

У роботі [9] автори дано порівнювали експериментальні дані з розрахунком тепловіддачі за чотирма емпіричними залежностями з робіт [22; 29; 30; 31] і теоретичному рішенням із праці [32] стосовно прогнозування тепловіддачі в круглому і квадратному мініканалах. За винятком теоретичного рішення з праці [32], інші залежності ґрунтуються на експериментальних даних з конденсації холодоагентів. У роботі [32] зазначено, що є певні області, де найбільший вплив мають сили поверхневого натягу, тому в рішенні щодо розрахунку тепловіддачі необхідно враховувати їх вплив.

Результати розрахунків щодо круглого мініканалу добре узгоджуються із залежностями [22], [29] і теоретичним рішенням [32], проте для квадратного – з працями [29], [30], [31] і [32].

У роботі [10] досліджували процеси конденсації R32 в алюмінієвих квадратних багато-портових трубках

із гідравлічним діаметром $d_h = 1,16$ мм порівняно з конденсацією R410A. Автори досліджували вплив температури насичення, масової швидкості, паровмісту на коефіцієнт тепловіддачі та градієнт тиску тертя. Значення режимних параметрів перебували в межах: температура насичення $t_n = 30; 35; 40; 45; 50^\circ\text{C}$, масова швидкість G - від 100 до 800 кг/(м²·с), паровміст x - від 0,05 до 0,9.

У всіх експериментах коефіцієнти тепловіддачі для R32 виявилися вищими, ніж значення для R410A (рис. 11).

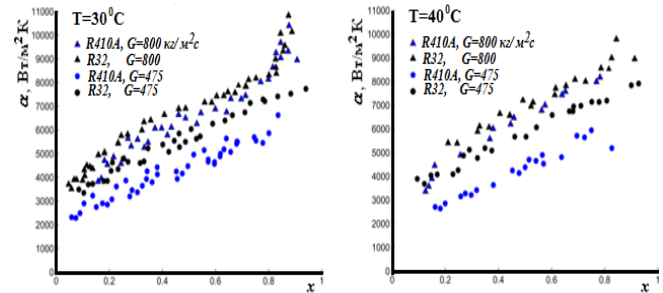


Рисунок 11 – Порівняння експериментальних даних для R32 та R410A.

Отримані результати автори роботи пояснюють різними теплофізичними властивостями цих холодоагентів (табл. 2). Оскільки за $t_n = 40^\circ\text{C}$ обидва холодоагенти мають однакові значення в'язкості μ , їх числа Re і коефіцієнти тертя C_f майже рівні за заданою масовою швидкістю G . З огляду на це більш високі значення зниження тиску спостерігаються у холодоагенту R32 за його меншої густини ρ . Цей ефект ще більш посилюється за $t_n = 30^\circ\text{C}$ за дещо вищої різниці значень густин рідин R32 та R410A та їх в'язкості.

Таблиця 2 – Теплофізичні властивості холодоагентів за температури насичення $t_n = 30$ та $t_n = 40^\circ\text{C}$ [30].

Теплофізичні властивості речовин		R410A		R32	
		Температура насичення $t_n, ^\circ\text{C}$			
		30 °C	40 °C	30 °C	40 °C
Тиск, кПа	Критичний	4901,9		5782,0	
	Насичення	1889,8	2426,2	1928,0	2478,9
	Зниження [-]	0,385	0,492	0,333	0,428
Густина, кг/м ³	Рідина	1032,6	975,26	939,58	892,98
	Пара	76,57	103,3	54,79	73,29
В'язкість, мПа·с	Рідина	110,36	95,84	107,22	94,97
	Пара	14,04	14,91	13,12	13,83
Теплопровідність, Вт/м·К	Рідина	0,086	0,081	0,122	0,115
	Пара	0,016	0,019	0,016	0,018

Натомість R32 має більш високу теплопровідність рідини, яка і призводить до кращих його теплопередавальних властивостей. Оскільки різниця значень теплопровідності між обома холодоагентами є майже рівною незалежно від температури, відмінності між обома холодоагентами не залежать від температури насичення, як показано на рис. 11. Також, на думку авторів, цими відмінностями властивостей рідин та їх змін, пояснюються відмінності у зниженні тиску (табл. 2).

Як і в багатьох роботах різних авторів, у роботі [10] порівняно отримані експериментальні дані з розрахунком за деякими відомими моделями. Найбільш ви-

сока збіжність експериментальних даних з розрахунком за моделлю з праці [29] спостерігалася для R32 та дещо нижча - для R410A. Розрахунок за моделлю з праці [33] показав перевищення коефіцієнтів тепловіддачі для R32 за всіма температурами насичення.

Автори роботи [11] використовували високоточну техніку, щоб оцінки вплив орієнтації каналу на експериментальні коефіцієнти тепловіддачі за конденсацією R134a всередині мініканалу квадратного перетину з гідравлічним діаметром $d_h = 1,23$ мм у горизонтальному, вертикальних висхідному та низхідному потоках за температури насичення $t_n = 40$ °C та масової швидкості від 100 до 790 кг/(м²с).

Згідно з експериментальними дослідженнями (рис. 12), не було помічено відмінностей для трьох різних потоків з масовими швидкостями від 790 кг/(м²с) і нижче, до 200 кг/(м²с), де наявний вплив на теплообмін міжфазного тертя й поверхневого натягу. Навпаки, за масовими швидкостями 100 і 135 кг/(м²с), коефіцієнти тепловіддачі у вертикальному низхідному потоці нижчі за значення коефіцієнтів тепловіддачі, вимірюваних у горизонтальному та вертикальному висхідному потоках.

Порівняння отриманих даних з розрахунковими кореляціями показало їх прийнятну збіжність із моделями [34] та [35] за великих та низьких значень масових потоків відповідно.

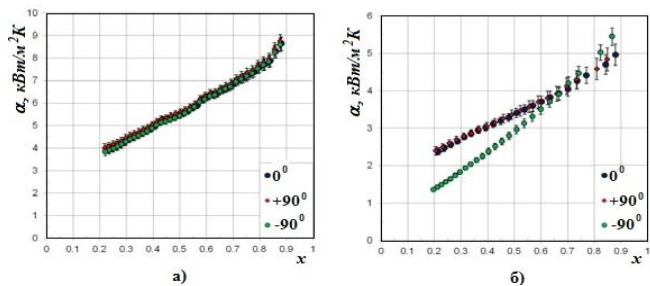


Рисунок 12 – Вплив орієнтації каналу на коефіцієнт тепловіддачі за масовою швидкістю $G=390$ кг/(м²с) (а) та 135 кг/(м²с) (б).

У роботі [36] наведено результати експериментальних досліджень тепловіддачі та зниження тиску під час конденсації холодоагентів R134a, R404A та R407C у трубках мініканалів із неіржавкої сталі з внутрішніми діаметрами $d_{вн} = 0,31 - 3,30$ мм та робочою довжиною дослідної ділянки $l = 950$ мм за наступними режимними параметрами: температура насичення $t_n = 30 - 40$ °C, масовий паровміст $x = 0 - 1$, масова швидкість $G = 100 - 1300$ кг/(м²с).

У роботі порівнюють результати експериментальних даних із розрахунками за кореляціями інших авторів з робіт [15; 19; 37] у межах обмеженого діапазону режимних параметрів.

На підставі експериментальних досліджень автори запропонували власну кореляцію для розрахунку локального коефіцієнта тепловіддачі:

$$\frac{\alpha_{\phi} d}{\lambda_p} = 25,084 \text{Re}_p^{0,258} \text{Pr}_p^{-0,495} \left(\frac{P_n}{P_{сп}} \right)^{-0,288} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,266}, \quad (3)$$

Емпіричну формулу (3) запропоновано для розрахунку локального коефіцієнта тепловіддачі згідно кільцевою та стратифіковано-кільцевою структурами дво-

фазного потоку та за такими режимними параметрами: температура насичення $t_n = 30 - 40$ °C, масовий паровміст $x = 0 - 1$, масова швидкість $G = 100 - 1300$ кг/(м²с). Результати експериментальних досліджень відрізнялися від значень, розрахованих за формулою (3), у межах ± 25 %.

У роботі [38] автори досліджували тепловіддачу під час конденсації R134a у квадратних, трикутних та напівкруглих паралельних мініканалах із гідравлічним діаметром $d_h = 1$ мм. Дослідження проводилися за температури насичення $t_n = 35$ °C та $t_n = 45$ °C, масової швидкості потоку G - від 75 до 4500 кг/(м²с), масовим паровмістом $x = 0,05 - 0,9$ та густиною теплового потоку q від 23,5 до 40 кВт/м². Отримані результати досліджень подано на рис. 13.

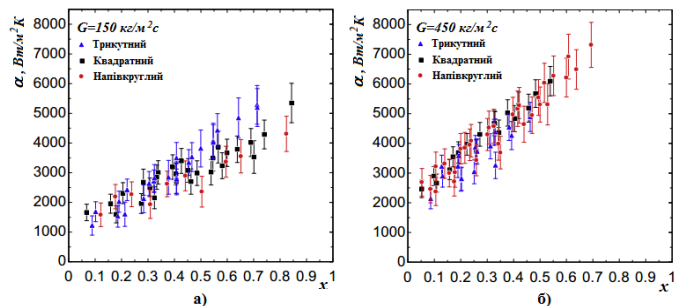


Рисунок 13 – Залежність експериментальних коефіцієнтів тепловіддачі α від паровмісту x для холодоагенту R134a за масовою швидкістю $G=150$ кг/(м²с) (а) та 800 кг/(м²с) (б).

Установлено, що масові швидкість потоку та паровміст мають значний вплив на процес конденсації навіть за малих масових швидкостей, тоді як тиск насичення, тепловий потік та форма каналу не мають значного впливу на теплообмін. Також у роботі встановлено, що форма мініканалів не має суттєвого впливу на тепловіддачу.

У роботі порівняно отримані дослідні дані з розрахунками за кореляціями з робіт [31; 39; 40; 41]. Найкращу збіжність розрахункових значень з експериментом показала кореляція з роботи [39] у межах від 20 до 30 % для всіх мініканалів.

3 Висновки

1. Аналіз експериментальних досліджень теплообміну під час конденсації у мініканалах показав, що у достатній кількості опублікованих праць розглянуто переважно вплив на тепловіддачу масової швидкості G і паровмісту x , однак не досліджено вплив теплового потоку q на характер теплообміну.

2. Виконаний аналіз робіт свідчить про необхідність у подальших дослідженнях процесів конденсації в мініканалах та розробленні відповідної методики розрахунку тепловіддачі, яка буде коректною з погляду врахування впливу різних режимів потоку на процесі передавання теплоти.

3. Потрібно проаналізувати наявні теоретичні та емпіричні методи розрахунку тепловіддачі під час конденсації в середині мініканалів, за аналогією з методом розрахунку для звичайних труб із робіт [42; 43], щоб сформулювати загальну методику розрахунку тепловідда-

чі з урахуванням впливу режимів течії фаз і теплового потоку.

4. У подальших дослідженнях процесів конденсації у мініканалах, вочевидь, необхідно суттєво розширити діапазон робочих речовин, використовуваних в експериментах, зокрема, сумішних та природних холодоагентів.

Література

1. **Kandlikar, S.G., et al.**, Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, *Elsevier Ltd*, Kidlington, Oxford, (2005), P. 450
2. **Koyama, S., et al.**, Condensation of refrigerant in a multiport channel, *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, NY, (2003), pp. 193-205
3. **Yang, C.I., Webb, R.L.**, Condensation on of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fin, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (1996), 4, pp. 791-800
4. **Vu, P.Q., et al.**, Condensation heat transfer using R410A in multiport minichannel tubes, *Proceedings of the Asian Conference on Thermal Sciences, 1st ASTC March 26-30*, (2017), pp. 1-6
5. **Park, K.J., et al.**, Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22, R410A and Propane in Aluminum Multi-Channel Tube, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 17 (2005), 7, pp. 649-658
6. **Zhang, H.-Y., et al.**, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 3522-3532
7. **Matkovic, M., et al.**, Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (2009), pp. 2311-2323
8. **Del Col, D., et al.**, Condensation Heat Transfer and Pressure Drop with Propane in a Minichannel, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, (2012), 2572, pp. 1-9
9. **Liu, N., et al.**, Heat transfer and pressure drop during condensation of R152a in circular and square microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47 (2013), pp. 60-67
10. **Lopez-Belchi, A., et al.**, R32 Heat Transfer Coefficient During Condensation In A Mini-Channel Multiport Tube, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 14 -17*, (2014), 2488, pp. 1-10
11. **Del Col D., et al.**, Minichannel condensation in downward, upward and horizontal configuration, *6th European Thermal Sciences Conference (Eurotherm 2012)*, *Journal of Physics: Conference Series*, 395 (2012), 2572, pp. 1-8
12. **Del Col, D., et al.**, Effect of inclination during condensation inside a square cross section minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 78 (2014), pp. 760-777.
13. **Bortolin, S., et al.**, Condensation in a Square Minichannel: Application of the VOF Method, *Heat Transf. Eng.*, 35 (2014), pp. 193-203
14. **Kim, M.H., Shin, J.S.**, Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes, *Int. J. Refrig.*, 28 (2005), pp. 949-957.
15. **Akers, W.W., et al.**, Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chem. Eng. Progress, Symposium Series*, 9 (1959), pp. 171 - 176
16. **Soliman, M., et al.**, A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 90 (1968), 2, pp. 267 - 274
17. **Traviss, D.P., et al.**, Forced convection condensation inside tubes: A heat transfer correlation for condenser desing, *ASHRAE Trans.*, 79 (1971), 1, pp. 157 - 165
18. **Cavallini, A., Zecchin, R.A.**, A dimension-less correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings Sixth International Heat Transfer Conference*, 3 (1974), pp. 309 - 313
19. **Shah, M. M.**, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 (1979), pp. 547-556
20. **Dobson, M.K., Chato, J.C.**, Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal Heat Transfer*, 120 (1998), pp. 193-213
21. **Kim, S.J., et al.**, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 14 (2002), 2, pp. 175-183.
22. **Wang, W.W., et al.**, A condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 26 (2002), (3), 473-485
23. **Yan, Y.Y., Lin, T.F.**, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in aluminum multi-channel tubes with and without micro-fins, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42 (1999), (4), pp. 697-708
24. **Cavallini, A., et al.**, Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger desing, *Heat Transfer Eng.*, 27 (2008), (8), pp. 31 - 38
25. **Cavallini, A., et al.**, Frictional pressure drop during vapor-liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 30 (2009), pp. 131-139
26. **Moser, K.W., et al.**, A new equivalent Reynolds number for condensation in smooth tubes, *J. Heat Fluid Flow*, 120 (1998), pp. 410-417
27. **Zhang, M., Webb, R.L.**, Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25 (2001), 3-4, pp. 131-139
28. **Zhang, H.-Y., et al.**, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 3522-3532
29. **Koyama, S., et al.**, An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube, *International Journal of Refrigeration*, 24 (2003), 425-432
30. **Cavallini, A., et al.**, Condensation heat transfer and pressure losses of high and low pressure refrigerants flowing in a single circular minichannels, *Heat Transfer Engineering*, 32 (2), (2011), pp. 90-98
31. **Bandhauer, T.M.**, Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer Coefficients in Circular Microchannels, *J. of Heat Tran. T. ASME*, 128 (2006), 10, pp. 1050-1059
32. **Wang, H.S., Rose, J.W.**, Theory of heat transfer during condensation in microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54 (2011), pp. 2525-2534
33. **Webb, R.L.**, Prediction of condensation and evaporation in micro-fin and micro-channel tubes, *Heat transfer enhancement of heat exchangers, Netherlands: Kluwer Academic Publishers*, (1998), pp. 529-550.
34. **Cavallini, A., et al.**, Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger design, *Heat Transfer Engineering*, 27 (2006), pp. 31 - 38

35. **Shah, M.M.**, Heat transfer during condensation inside small channels: applicability of general correlation for macrochannels, *Proc. 14th International Heat Transfer Conference (Washington, DC, USA)*, Vol. 2, (2010), pp. 125 - 134
36. **Bohdal, T., et al.** 2011, "Heat transfer during condensation of refrigerants in tubular minichannels, *Archives of Thermodynamics*, 33 (2012), 2, pp.3 - 22
37. **Mikielewicz, J., Mikielewicz, D.** A common method for calculation of flow boiling and flow condensation heat transfer coefficient in minichannels with account of nonadiabatic effects, *Heat Transfer Eng.*, 32(2011), pp. 1173 – 1181
38. **Derby, M., et al.**, Condensation heat transfer in square, triangular, and semi-circular mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 187-197
39. **Shah M.M.**, An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes, *HVAC&R Res.* 15 (5) (2009), pp. 889-913
40. **Agarwal, A., et al.** Heat transfer model for condensation in non-circular microchannels, *Proceedings of the Fifth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Puebla, Mexico*, (2007), pp. 117-126
41. **Soliman, H.M.**, The mist-annular transition during condensation and its influence on the heat transfer mechanism, *Int. J. Multiphase Flow*, 12 (2) (1986), 277-288
42. **Rifert, V.G., et al.**, Condensation inside smooth horizontal tubes. Part 2. Improvement of heat exchange prediction, *Scientific journal "Thermal Science"*, 21 (2017), 3, pp. 1479 - 1489
43. **Rifert, V.G., et al.**, An improved heat transfer prediction model for film condensation inside a tube with interfacial shear effect, *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 11 (2017), 8, pp. 1290 - 1299

Отримана в редакції 05.07.2017, прийнята до друку 08.09.2017

Heat exchange under condensation inside minichannels

V. V. Gorin

Odessa State Academy of Technical Regulation and Quality, st. Kovalska, 15, Odessa, 65020, Ukraine
e-mail: gorin5300@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3832-2614>

The work analyzes the experimental studies of the working substances condensation inside mini-channels from open-access literature sources, shows the dependence of the heat transfer coefficients on the mass vapor quality at different mass velocities and heat fluxes, and shows the influence of the geometric shapes and sizes of minichannels on the heat transfer. The analysis of the work carried out during condensation in mini-channels has shown that in many published papers the influence on the heat transfer of the mass flow rate and mass quality is mainly considered, but the influence of the heat flux on the character of heat exchange is not investigated. Also, the review of the works demonstrates the need for further studies of condensation processes in mini-channels and the development of an appropriate methodology for calculating heat transfer, which will be correct when considering the influence of different flow regimes on heat transfer processes. In further studies it is necessary: to conduct a more detailed analysis of existing theoretical and empirical methods for calculating heat transfer during condensation inside minichannels in order to obtain a general methodology for calculating heat transfer, taking into account the effect of phase flow and heat flow regimes; in studies on condensation in minichannels, the range of working substances that are used in experiments, for example, mixed and natural refrigerants, is significantly expanded. It should be noted that the use of minichannels in capacitors of various aggregated systems, for example, air conditioning systems, is quite a promising direction for their wider application.

Keywords: condensation, minichannels, heat exchange, heat transfer coefficient, shear stress, surface tension

References

44. **Kandlikar, S.G., et al.**, Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, *Elsevier Ltd*, Kidlington, Oxford, (2005), P. 450
45. **Koyama, S., et al.**, Condensation of refrigerant in a multiport channel, *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, Rochester, NY, (2003), pp. 193-205
46. **Yang, C.I., Webb, R.L.**, Condensation on of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fin, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (1996), 4, pp. 791-800
47. **Vu, P.Q., et al.**, Condensation heat transfer using R410A in multiport minichannel tubes, *Proceedings of the Asian Conference on Thermal Sciences, 1st ASTC March 26-30*, (2017), pp. 1-6
48. **Park, K.J., et al.**, Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22, R410A and Propane in Aluminum Multi-Channel Tube, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 17 (2005), 7, pp. 649-658
49. **Zhang, H.-Y., et al.**, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 3522-3532
50. **Matkovic, M., et al.**, Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52 (2009), pp. 2311-2323
51. **Del Col, D., et al.**, Condensation Heat Transfer and Pressure Drop with Propane in a Minichannel, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, (2012), 2572, pp. 1-9
52. **Liu, N., et al.**, Heat transfer and pressure drop during condensation of R152a in circular and square microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 47 (2013), pp. 60-67
53. **Lopez-Belchi, A., et al.**, R32 Heat Transfer Coefficient During Condensation In A Mini-Channel Multiport Tube,

- 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 14 -17, (2014), 2488, pp. 1-10
54. **Del Col D., et al.** Minichannel condensation in downward, upward and horizontal configuration, 6th European Thermal Sciences Conference (Eurotherm 2012), *Journal of Physics: Conference Series*, 395 (2012), 2572, pp. 1-8
55. **Del Col, D., et al.**, Effect of inclination during condensation inside a square cross section minichannel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 78 (2014), pp. 760-777.
56. **Bortolin, S., et al.**, Condensation in a Square Minichannel: Application of the VOF Method, *Heat Transf. Eng.*, 35 (2014), pp. 193-203
57. **Kim, M.H., Shin, J.S.**, Condensation heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes, *Int. J. Refrig.*, 28 (2005), pp. 949-957.
58. **Akers, W.W., et al.**, Condensing Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chem. Eng. Progress, Symposium Series*, 9 (1959), pp. 171 - 176
59. **Soliman, M., et al.**, A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Trans. ASME, Journal of Heat Transfer*, 90 (1968), 2, pp. 267 - 274
60. **Traviss, D.P., et al.** Forced convection condensation inside tubes: A heat transfer correlation for condenser desing, *ASHRAE Trans.*, 79 (1971), 1, pp. 157 - 165
61. **Cavallini, A., Zecchin, R.A.**, A dimension-less correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Proceedings Sixth International Heat Transfer Conference*, 3 (1974), pp. 309 - 313
62. **Shah, M. M.**, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 (1979), pp. 547-556
63. **Dobson, M.K., Chato, J.C.**, Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal Heat Transfer*, 120 (1998), pp. 193-213
64. **Kim, S.J., et al.**, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, 14 (2002), 2, pp. 175-183.
65. **Wang, W.W., et al.**, A condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 26 (2002), (3), 473-485
66. **Yan, Y.Y., Lin, T.F.**, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in aluminum multi-channel tubes with and without micro-fins, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42 (1999), (4), pp. 697-708
67. **Cavallini, A., et al.**, Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger desing, *Heat Transfer Eng.*, 27 (2008), (8), pp. 31 - 38
68. **Cavallini, A., et al.**, Frictional pressure drop during vapor-liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 30 (2009), pp. 131-139
69. **Moser, K.W., et al.**, A new equivalent Reynolds number for condensation in smooth tubes, *J. Heat Fluid Flow*, 120 (1998), pp. 410-417
70. **Zhang, M., Webb, R.L.**, Correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25 (2001), 3-4, pp. 131-139
71. **Zhang, H.-Y., et al.**, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 3522-3532
72. **Koyama, S., et al.**, An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube, *International Journal of Refrigeration*, 24 (2003), 425-432
73. **Cavallini, A., et al.**, Condensation heat transfer and pressure losses of high and low pressure refrigerants flowing in a single circular minichannels, *Heat Transfer Engineering*, 32 (2), (2011), pp. 90-98
74. **Bandhauer, T.M.**, Measurement and Modeling of Condensation Heat Transfer Coefficients in Circular Microchannels, *J. of Heat Tran. T. ASME*, 128 (2006), 10, pp. 1050-1059
75. **Wang, H.S., Rose, J.W.**, Theory of heat transfer during condensation in microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 54 (2011), pp. 2525-2534
76. **Webb, R.L.**, Prediction of condensation and evaporation in micro-fin and micro-channel tubes, *Heat transfer enhancement of heat exchangers, Netherlands: Kluwer Academic Publishers*, (1998), pp. 529-550.
77. **Cavallini, A., et al.**, Condensation in horizontal smooth tubes, a new heat transfer model for heat exchanger design, *Heat Transfer Engineering*, 27 (2006), pp. 31 - 38
78. **Shah, M.M.**, Heat transfer during condensation inside small channels: applicability of general correlation for macrochannels, *Proc. 14th International Heat Transfer Conference (Washington, DC, USA)*, Vol. 2, (2010), pp. 125 - 134
79. **Bohdal, T., et al.** 2011, "Heat transfer during condensation of refrigerants in tubular minichannels, *Archives of Thermodynamics*, 33 (2012), 2, pp.3 - 22
80. **Mikielewicz, J., Mikielewicz, D.** A common method for calculation of flow boiling and flow condensation heat transfer coefficient in minichannels with account of nonadiabatic effects, *Heat Transfer Eng.*, 32(2011), pp. 1173 – 1181
81. **Derby, M., et al.**, Condensation heat transfer in square, triangular, and semi-circular mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012), pp. 187-197
82. **Shah M.M.**, An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes, *HVAC&R Res.* 15 (5) (2009), pp. 889-913
83. **Agarwal, A., et al.** Heat transfer model for condensation in non-circular microchannels, *Proceedings of the Fifth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Puebla, Mexico*, (2007), pp. 117-126
84. **Soliman, H.M.**, The mist-annular transition during condensation and its influence on the heat transfer mechanism, *Int. J. Multiphase Flow*, 12 (2) (1986), 277-288
85. **Rifert, V.G., et al.**, Condensation inside smooth horizontal tubes. Part 2. Improvement of heat exchange prediction, *Scientific journal "Thermal Science"*, 21 (2017), 3, pp. 1479 - 1489
86. **Rifert, V.G., et al.**, An improved heat transfer prediction model for film condensation inside a tube with interfacial shear effect, *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, 11 (2017), 8, pp. 1290-1299