

УДК 536.423.4

DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2021.3/31>**Лю Ян**

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Швець Н.О.**

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

**Середа В.В.**

Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## РЕЖИМИ ТЕЧІЇ ДВОФАЗНОГО ПОТОКУ В ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ТРУБКАХ КОМПАКТНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

*У роботі проведено огляд наявних карт режимів течії двофазного потоку всередині гладких горизонтальних труб компактних конденсаторів.*

*Зауважено, що сучасні карти режимів із різних наукових праць мають неузгодженість між собою у визначенні меж режимів, що ускладнює ідентифікацію режимів течії, особливо у разі конденсації у трубах малого діаметру ( $d_h = 2\text{--}6$  мм).*

*Виконано порівняльне оцінювання сучасних карт режимів для випадків конденсації у горизонтальній трубці з гідравлічним діаметром  $d_h = 5$  мм двох перспективних холодоагентів: вуглекислого газу (температура конденсації  $t_s = 0$  °С, масова швидкість на вході у трубку  $G = 300$  кг/(м<sup>2</sup>·с), тепловий потік  $q = 10$  кВт/м<sup>2</sup>) та фреону R1234yf ( $t_s = 30$  °С,  $G = 200$  кг/(м<sup>2</sup>·с),  $q = 10$  кВт/м<sup>2</sup>). Відзначено, що для конденсації вуглекислого газу найбільша похибка (до 88%) виникає під час визначення протяжності ділянки труби з кільцевим режимом. Для конденсації фреону R1234yf найбільша похибка (до 66%) наявна під час визначення меж ділянки зі стратифікованим режимом течії фаз.*

*Розглянуто вплив режимів течії на змінювання значень коефіцієнтів тепловіддачі по довжині трубки. У разі конденсації фреону R1234yf та вуглекислого газу похибка у розрахунку зміни коефіцієнтів тепловіддачі по довжині трубки становить 40%.*

*Запропоновано метод визначення режимів течії двофазного потоку, який ураховує вплив сил притягання і тертя на зміну меж режимів. Показано зміну режимів течії для конденсації холодоагентів R410a, R407c, R134a, R32, R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z) та R744. Зауважено, що на більшій частині горизонтальної трубки присутні проміжний та стратифікований режими течії фаз. Сформульовано рекомендації для розрахунку тепловіддачі під час конденсації у горизонтальних трубах малого діаметру ( $d_h = 2\text{--}6$  мм), які дадуть змогу уникнути значних похибок під час проектування компактних конденсаторів.*

**Ключові слова:** двофазний потік, компактний теплообмінник, конденсація, режим течії, тепловіддача.

**Постановка проблеми.** У розвинених країнах та у країнах, що розвиваються, потреба у кондиціонуванні повітря зростає разом із поліпшенням рівня життя, що призводить до збільшення енергетичних потреб цих країн. Підвищений попит на енергію у побутових цілях вимагає інноваційних інженерних рішень під час проектування систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря (HVAC-систем). Нині науковці та проектувальники спрямовують значну увагу на зменшення споживання електричної енергії кондиціонерами та повітряними тепловими

насосами. Упровадження сучасних енергоощадних рішень дає змогу знизити витрати викопного палива та розв'язати низку екологічних проблем. На зниження споживання електричної енергії HVAC-системами суттєво впливає будь-яке підвищення теплопередачі та зменшення перепадів тиску в теплообмінному обладнанні. Застосування енергоефективних теплообмінників дає змогу підвищити ефективність HVAC-систем та зменшити викиди парникових газів [1].

Одним із методів інтенсифікації теплообміну та зниження втрат тиску в теплообмінних апаратах

є зменшення їхніх геометричних розмірів. Саме компактні теплообмінники все більше використовують у сучасних HVAC-системах. Відповідно до праці [2], компактними називають теплообмінники з гідравлічним діаметром трубок  $d_h = 2-6$  мм. Такі апарати мають низку переваг порівняно зі звичайними, зокрема менші габаритні розміри та вагу, більшу ефективність і міцність, потребують меншої кількості холодоагенту. У разі використання компактних випарників або конденсаторів у складі HVAC-систем або теплових насосів двофазна течія холодоагенту проходить усередині горизонтальних трубок, її структура впливає на теплопередачу, гідродинаміку і режим роботи. З огляду на це, для інтенсифікації теплообміну та моделювання роботи таких апаратів необхідно знати режими течії двофазного потоку.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Під час конденсації в горизонтальних трубках можуть виникати три різні режими течії конденсату та пари (рис. 1). Розподіл режимів по довжині трубки залежить від фізичних властивостей холодоагенту, діаметра трубки, швидкості пари й теплового потоку.

На вході у трубку відбувається кільцева течія фаз. Плівка конденсату тече ламінарно і має мінімальну товщину. За великої швидкості пари можливе віднесення конденсату в потік пари, і на початку трубки виникає дисперсний режим. За зменшення швидкості пари на стінці трубки утворюється більше рідини, товщина плівки збільшується і відбувається перехід від ламінарної течії конденсату до турбулентної.

На певній відстані від входу в трубку розпочинається асиметрична течія конденсату. Плівка рідини під дією сили притягання стікає вниз під певним кутом до горизонту. У нижній частині трубки виникає турбулентна течія конденсату, тоді як у верхній частині – ламінарна. У такому разі відбувається проміжна, або напівкільцева, течія фаз.

Коли вплив сили притягання на плівку конденсату перевищуватиме вплив сили міжфазного тертя (за низьких значень паровмісту), виникає розшарована (стратифікована) течія фаз. У цьому разі у верхній частині трубки конденсат стікає під кутом близько  $90^\circ$  до горизонту, тоді як у нижній частині рідина тече у вигляді струмка за рахунок градієнта статичного тиску. За низької швидкості пари цей режим спостерігається по всій довжині трубки.

Щоб визначити описані режими течії двофазного потоку в горизонтальних трубах компактних конденсаторів та випарників, використовують спеціальні карти або діаграми, відповідно до яких межі режимів залежать від діаметра трубки, масової витрати й фізичних властивостей холодоагенту. Найбільш поширені карти режимів опубліковано у наукових працях [4-20].

Нині нові діаграми, які з'являються у процесі дослідження двофазних потоків, є модифікаціями наявних карт. Автори нових карт уточнюють межі режимів або об'єднують подібні режими у групи, користуючись власними або наявними у відкритому доступі експериментальними даними. Наприклад, одна з найбільш поширених карт режимів [15] побудована на основі діаграми Тома і Ель Хаяла [14], яка є спрощеною версією карти режимів під час кипіння в горизонтальних трубах малого діаметра [13]. Своєю чергою, карта Каттана та ін. [13] є модифікацією діаграми Стейнера [11]. А вже у праці [20] Суліман та ін. намагаються поліпшити діаграму [14]. Аналогічно у карті режимів Кавалліні та ін. [16] узятю за основу діаграму Сардеса та ін. [8], яка є модифікованою версією карти Тайтеля і Даклера [5].

Під час ідентифікації режимів течії з використанням згаданих діаграм з'являється проблема узгодження назв режимів. Це пов'язано з тим, що науковці використовують різні назви режимів течії та різні параметри, щоб визначити їхні межі. І якщо на одній карті певні режими об'єднано

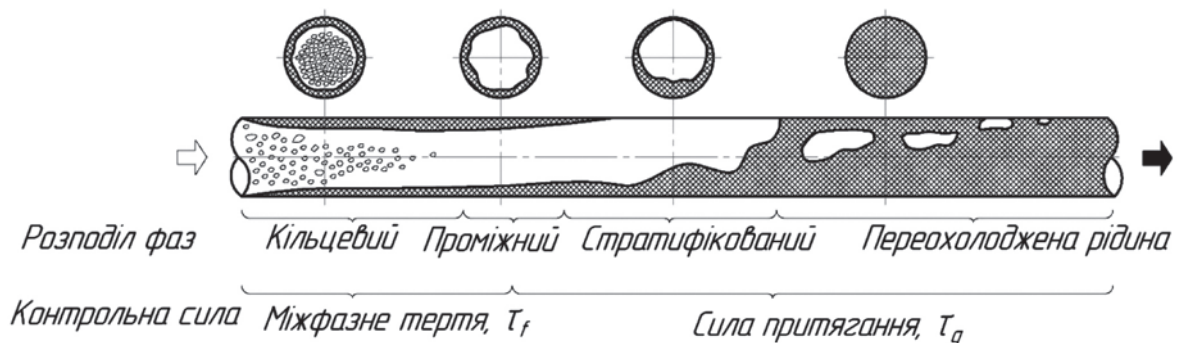


Рис. 1. Режими течії плівки конденсату та розподіл фаз по довжині трубки [3]

у групи, то на другій ці ж режими визначають окремо.

У праці [15] автори порівняли власну карту режимів із діаграмами [7-9; 10; 12; 16]. Показано досить точне узгодження нової карти з експериментальними дослідженнями конденсації різних холодоагентів.

У праці [18] описано карти режимів [5; 7-9; 12; 15-17] і проведено їх порівняння. Автори [18] звертають увагу на можливість варіанта, коли на одній ділянці труби виникають різні режими за одних і тих самих параметрів двофазного потоку (масової швидкості, тиску насичення). Це призводить до суб'єктивного оцінювання меж режимів, та один автор може класифікувати режим інакше, ніж другий. Отже, незважаючи на наявність значної кількості карт, неможливо вибрати найкращу для конкретного застосування. У праці [18] рекомендовано використовувати карту Ель Хаяла та ін. [14] як найбільш точну. Як альтернативу запропоновано просту карту Кавалліні [17], на якій виокремлено лише два режими: залежний і незалежний від  $\Delta t$  (різниці між температурами насичення пари холодоагенту та внутрішньої поверхні стінки труби). Використання такої діаграми не вимагає складних розрахунків для ідентифікації режимів течії.

**Постановка завдання.** Метою роботи є підвищення точності визначення режимів течії та розрахунку тепловіддачі під час конденсації у горизонтальних трубках компактних теплообмінників. Для досягнення мети розв'язуються такі наукові завдання:

– дослідження впливу режимів течії двофазного потоку на тепловіддачу;

– аналіз зміни режимів течії по довжині трубки під час конденсації різних перспективних холодоагентів;

– визначення методів розрахунку тепловіддачі, які найбільш точно описують конденсаційні процеси для різних режимів течії.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Порівняємо найбільш поширені карти режимів для конденсації екологічно чистого холодоагенту R1234yf у горизонтальній трубці компактного теплообмінника. За швидкості пари на вході у трубку  $w_v = 3,6$  м/с (рис. 2) похибка визначення кільцевого режиму досягає 46% (карти Кавалліні [17] і Тандона та ін. [10]), для інших режимів – до 66%.

Останнім часом як холодоагент у повітряних теплових насосах широко використовують вуглекислий газ. Розглянемо розподіл режимів течії під час конденсації вуглекислого газу в горизонтально-трубному повітряному конденсаторі (рис. 3). Похибка визначення кільцевого режиму досягає 88% (карти Бребера та ін. [7] і Сардесая та ін. [8]), для інших режимів – до 32%. Слід зауважити, що дисперсний режим наявний тільки на карті Тандона [10].

Проведений огляд дає змогу зробити висновок, що ідентифікувати режими течії за окремою діаграмою можна тільки для умов, на підставі яких була побудована діаграма. За інших параметрів (різних масових швидкостей, діаметрів трубок, холодоагентів і тисків насичення), використання різних діаграм даватиме суттєві розбіжності у визначенні меж режимів течії, що показано на рис. 2 та 3.

Вплив режимів течії на теплообмін показано на рис. 4 та 5. Наведено порівняльний розрахунок

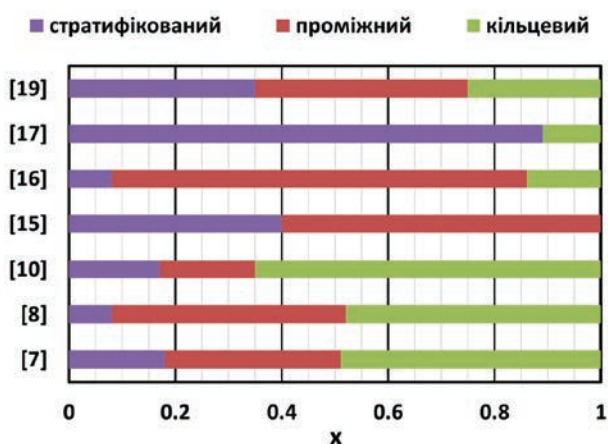


Рис. 2. Порівняння карт режимів для конденсації холодоагенту R1234yf із  $t_s = 30^\circ\text{C}$  у трубці  $d_h = 5$  мм за масової витрати  $G = 200$  кг/(м<sup>2</sup>·с)

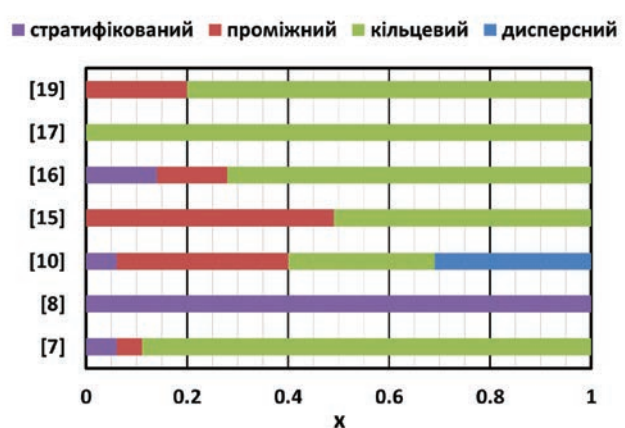


Рис. 3. Порівняння карт режимів для конденсації вуглекислого газу з  $t_s = 0^\circ\text{C}$  у трубці  $d_h = 5$  мм за масової витрати  $G = 300$  кг/(м<sup>2</sup>·с)

тепловіддачі за відомими залежностями із праць [21-24] для конденсації холодоагенту R1234yf (рис. 4) та вуглекислого газу (рис. 5) за тих самих параметрів, які використовували для побудови карт режимів на рис. 2 та 3.

У разі конденсації R1234yf перехід від проміжного до стратифікованого режиму відбувається за  $x = 0,2$  (рис. 4), а у разі конденсації вуглекислого газу – за  $x = 0,43$  (рис. 5). За змінювання цих режимів різниця у розрахункових значеннях коефіцієнтів тепловіддачі становить 40% (залежності [24] на рис. 4 та [22] на рис. 5). Якщо розраховувати за формулами [21] та [22], то тепловіддача не змінюється.

Аналогічно проаналізуємо змінювання кільцевого режиму на проміжний. У разі конденсації R1234yf (рис. 4) такий перехід відбувається за  $x = 0,7$  (розрахунок із праці [22]) або за  $x = 0,78$ , якщо використовувати методику [21], при цьому різниця у значеннях коефіцієнтів тепловіддачі становить 40%. Під час конденсації вуглекислого газу режими змінюються за  $x = 0,89$  (для формул із праці [21]). У такому разі різниця значень коефіцієнтів тепловіддачі для проміжного і кільцевого режимів досягає 40%. Якщо розраховувати за формулами [23] та [24], то тепловіддача не змінюється.

Отже, використання різних залежностей та неточне визначення протяжності ділянок із кільцевим, проміжним та стратифікованим режимами течії фаз призводять до похибок у розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі більше ніж у два рази (рис. 4 та 5).

Експериментальні дослідження, проведені у праці [25], показали, що сьогодні неможливо точно визначити межі переходу як кільцевого режиму течії фаз у проміжний, так і проміжного у

стратифікований, незважаючи на наявність великої кількості карт режимів. Навіть незначна асиметричність течії конденсату у верхній частині труби приводить до змінювання хвильових і турбулентних характеристик плівки по периметру труби і впливатиме на розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі й на змінювання дотичних напружень по висоті труби.

У цій роботі пропонуємо для визначення режимів течії під час конденсації у горизонтальних трубках компактних апаратів використовувати метод Ріфорта та ін. [25]. Відповідно до цього методу, наявність чіткого кільцевого режиму течії визначають за залежністю (1) і можлива тільки за великих значень швидкості пари лише на незначній початковій ділянці труби:

$$\tau_f / \tau_g > 10. \quad (1)$$

Наявність стратифікованого режиму визначають за формулою

$$\tau_f / \tau_g < 1. \quad (2)$$

Відповідно, проміжний режим течії спостерігатиметься за

$$1 < \tau_f / \tau_g < 10. \quad (3)$$

У співвідношеннях (1)–(2) значення сил міжфазного тертя  $\tau_f$  і притягання  $\tau_g$  розраховують за формулами

$$\tau_f = C_f \rho_v w_v^2 / 2; \quad (4)$$

$$\tau_g = \rho_l g \delta, \quad (5)$$

де  $\rho_v$  та  $\rho_l$  – густина пари та рідини відповідно,  $\text{кг/м}^3$ ;  $w_v$  – швидкість пари,  $\text{м/с}$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$ .

Значення товщини плівки  $\delta$  визначають із рівняння

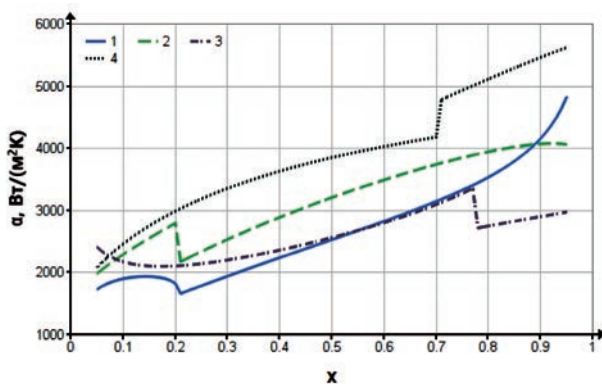


Рис. 4. Змінювання тепловіддачі по довжині трубки для конденсації холодоагенту R1234yf із  $t_s = 30^\circ\text{C}$  у трубці  $d_h = 5$  мм за масової витрати  $\dot{G} = 200$   $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$  і теплового потоку  $q = 10$   $\text{кВт}/\text{м}^2$ : 1 – розрахунок за формулою з праці [23]; 2 – [24]; 3 – [21]; 4 – [22]

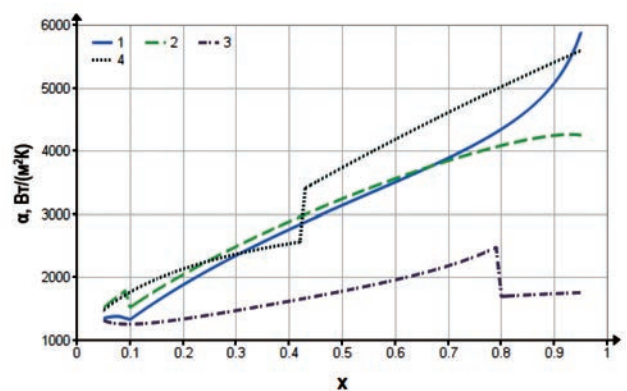


Рис. 5. Змінювання тепловіддачі по довжині трубки для конденсації вуглекислого газу з  $t_s = 0^\circ\text{C}$  у трубці  $d_h = 5$  мм за масової витрати  $\dot{G} = 300$   $\text{кг}/(\text{м}^2\cdot\text{с})$  і теплового потоку  $q = 10$   $\text{кВт}/\text{м}^2$ : 1 – розрахунок за формулою з праці [23]; 2 – [24]; 3 – [21]; 4 – [22]

$$\delta^+ = \delta/v_l (\tau_f/\rho_l)^{0.5}, \quad (6)$$

у якому безрозмірну товщину плівки  $\delta^+$  розраховують залежно від числа  $Re_l$  за формулами:

$$Re_l < 50, \quad \delta^+ = 0.7071 Re_l^{0.5}; \quad (7)$$

$$50 < Re_l \leq 1125, \quad \delta^+ = 0.4818 Re_l^{0.585}; \quad (8)$$

$$Re_l > 1125, \quad \delta^+ = 0.095 Re_l^{0.812}, \quad (9)$$

де  $Re_l$  – число Рейнольдса для рідини,  $Re_l = G(1-x)d_h/\mu_l$ ;  $G$  – масова швидкість пари на вході у трубку, кг/(м<sup>2</sup>·с);  $v_l$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м<sup>2</sup>/с;  $\mu_l$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, Па·с.

Коефіцієнт тертя двофазного потоку  $C_f$  у формулі (4) автори [25] пропонують визначати за співвідношенням (10), яке дає змогу врахувати вплив як двофазності течії (параметр  $\Phi_v^2$ ), так і теплового потоку (параметр  $\Phi_q$ ) на коефіцієнт тертя  $C_f$  і, відповідно, на силу міжфазного тертя  $\tau_f$ :

$$C_f = C_{fo} \Phi_v^2 \Phi_q, \quad (10)$$

де  $C_{fo}$  – коефіцієнт тертя для однофазного потоку,  $C_{fo} = 0.079/Re_v^{0.25}$  за  $Re_v < 10^5$  або  $C_{fo} = 0.046/Re_v^{0.2}$  за  $Re_v > 10^5$ ,  $Re_v$  – число Рейнольдса для пари,  $Re_v = Gx d_h/\mu_v$ ;  $\mu_v$  – коефіцієнт динамічної в'язкості пари, Па·с.

Параметри  $\Phi_v^2$  та  $\Phi_q$  визначають за такими рівняннями:

$$\Phi_v^2 = 1 + CX_n^n + X_n^2; \quad (11)$$

$$\Phi_q = 1 + 17.5 Re_v^{0.25} \frac{q}{h_{vl} Gx}, \quad (12)$$

де  $X_n = (\mu_l/\mu_v)^{0.1} (\rho_v/\rho_l)^{0.5} [(1-x)/x]^{0.9}$ ;

$$C = 21 \left[ 1 - e^{(1-0.28Bo^{0.5})} \right] \left[ 1 - 0.9e^{-0.02Fr^{1.5}} \right],$$

$$n = 1 - 0.7e^{-0.08Fr}, \quad Fr = \frac{Gx}{\sqrt{gd_h \rho_v (\rho_l - \rho_v)}},$$

$$Bo = \frac{gd_h^2 (\rho_l - \rho_v)}{\sigma}, \quad \sigma - \text{коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; } h_{vl} - \text{питома теплота пароутворення, Дж/кг.}$$

На рис. 6 побудовано карту режимів для експериментальних даних, отриманих під час конденсації холодоагентів, які в останні роки набувають поширення в енергетиці (R410a, R407c, R134a, R32, R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z) та R744) із наукових праць [26-29]. У цих працях конденсацію досліджували за таких параметрів:  $d_h = 2-6$  мм,  $G = 50-1000$  кг/(м<sup>2</sup>·с),  $q = 0.5-30$  кВт/м<sup>2</sup>. На рис. 6 бачимо, що для компактних теплообмінників на більшій частині горизонтальної трубки спостерігається проміжний та розшарований режими течії фаз.

Щоб уникнути похибок та підвищити точність розрахунку, пропонуємо обчислювати тепловіддачу під час конденсації у горизонтальних трубках компактних теплообмінників за такою послідовністю. Спочатку потрібно визначити режими течії конденсаційного потоку за формулами (1)–(12). За кільцевого та проміжного режимів тепловіддачу доцільно розраховувати за формулами з наукових праць [17; 23-25]. Ці формули найкраще узгоджуються з великою кількістю експериментальних даних різних науковців, що продемонстровано у праці [30]. За наявності стратифікованого режиму рекомендуємо застосовувати формули з праць [12; 31; 32], ефективне використання яких доведено у праці [32].

**Висновки.** Проведений аналіз показав, що між сучасними картами режимів течії двофазного потоку в горизонтальних трубках є неузгодженість у визначенні меж режимів. Ця неузгодженість істотно впливає на значення коефіцієнтів

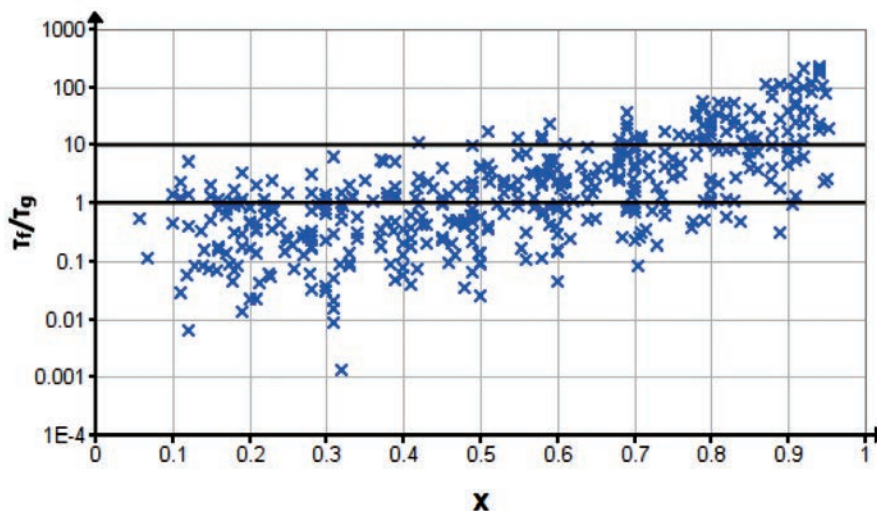


Рис. 6. Карта режимів для експериментальних даних із праць [26-29]

тепловіддачі, що призводить до значних похибок у разі порівняння наявних розрахункових залежностей із дослідними даними, отриманими під час конденсації різних холодоагентів.

Для визначення режимів течії двофазного потоку під час конденсації у горизонтальних трубках малих діаметрів ( $d_h = 2\text{--}6$  мм) запропоновано використовувати метод, який ураховує вплив сил тяжіння і міжфазного тертя на змінювання меж режимів.

Для кільцевого та проміжного режимів течії фаз найкращу точність у розрахунку тепловіддачі забезпечують формули Кавалліні [17], Тома та ін. [23], Шаха [24] та Ріферта та ін. [25]. У разі стратифікованого режиму течії фаз тепловіддачу доцільно розраховувати за формулами Добсона та Чато [12], Кавалліні та ін. [31], Ріферта та ін. [32]. Саме ці залежності рекомендовано до використання під час проектування компактних конденсаторів.

#### Список літератури:

1. He S., Zhou X., Li F. et al. Heat and mass transfer performance of wet air flowing around circular and elliptic tube in plate fin heat exchangers for air cooling. *Heat Mass Transfer*. 2019. Vol. 55. P. 3661–3673. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02683-1>.
2. Mehendafe S.S., Jacobi A.M., Shah R.K. Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. *Applied Mechanics Reviews*. 2000. Vol. 53. № 7. P. 175–193. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3097347>.
3. Fukano T. Tubes, condensation in. *Thermopedia*. URL: <http://www.thermopedia.com/content/1214> (дата звернення: 12.04.2021).
4. Ackers W.W., Rosson H.F. Condensation inside a horizontal tube. *Chemical engineering progress symposium series*. 1960. Vol. 56. P. 145–149.
5. Taitel Y., Dukler A.E. A Model for predicting flow regime transition in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE Journal*. 1976. Vol. 22. P. 47–55.
6. Shah M.M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International journal heat mass transfer*. 1979. Vol. 22. P. 547–556. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(79\)90058-9](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9).
7. Бребер Г., Пейлен Д.В., Таборек Д. Расчет конденсации чистых компонентов на стенке горизонтальной трубы с помощью критериев режимов течения. *Теплопередача*. 1980. № 3. С. 93–100.
8. Sardesai R.G., Owen R.G., Pulling D.J. Flow regimes for condensation of a vapour inside a horizontal tube. *Chemical engineering science journal*. 1981. Vol. 36. P. 1173–1180. DOI: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(81\)85065-8](https://doi.org/10.1016/0009-2509(81)85065-8).
9. Soliman H.M. On the annular-to-wavy flow pattern transition during condensation inside horizontal tubes. *The Canadian journal of chemical engineering*. 1982. Vol. 60. P. 475–481. DOI: <https://doi.org/10.1002/cjce.5450600405>.
10. Tandon T.N., Varma H.K., Gupta C.P. A new flow regimes map for condensation inside horizontal tubes. *Journal Heat Transfer*. 1982. Vol. 104. P. 763–768. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3245197>.
11. Steiner D., Kind M. Flow patterns in evaporator tubes. *VDI Heat Atlas / Springer-Verlag Berlin Heidelberg*, 2010. P. 796–800.
12. Dobson M.K., Chato J.C. Condensation in smooth horizontal tubes. *Journal Heat Transfer*. 1998. Vol. 120. № 1. P. 193–213. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2830043>.
13. Kattan N., Thome J.R., Favrat D. Flow boiling in horizontal tubes: part 1 – development of diabatic two-phase flow pattern map. *Journal Heat Transfer*. 1998. Vol. 120. № 1. P. 140–147. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2830037>.
14. Thome J.R., El Hajal J. Two-phase flow pattern map for evaporation in horizontal tubes: latest version. *Heat Transfer Engineering*. 2003. Vol. 24. № 6. P. 3–10. DOI: <https://doi.org/10.1080/714044410>.
15. El Hajal J., Thome J.R., Cavallini A. Condensation in horizontal tubes. Part 1: two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2003. Vol. 46. № 18. P. 3349–3363. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00139-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00139-X).
16. Cavallini A., Censi G., Del Col D. et al. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes – a review of recent research. *International Journal of Refrigeration*. 2003. Vol. 26. № 4. P. 373–392. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(02\)00150-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(02)00150-0).
17. Cavallini A., Del Col D., Doretti L. et al. Condensation of refrigerants in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. *Heat Transfer Engineering*. 2006. Vol. 27. № 8. P. 31–38. DOI: <https://doi.org/10.1080/01457630600793970>.
18. Van Rooyen E. Time-fractional analysis of flow patterns during refrigerant condensation. Department of Mechanical and Aeronautical Engineering University of Pretoria, 2007. 172 p. URL: <http://hdl.handle.net/2263/23246> (дата звернення: 13.04.2021).
19. Jassim E.W., Newell T.A., Chato J.C. Prediction of two-phase condensation in horizontal tubes using probabilistic flow regime maps. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008. Vol. 51. № 3–4. P. 485–496. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.05.021>.
20. Suliman R., Liebenberg L., Meyer J.P. Improved flow pattern map for accurate prediction of heat transfer coefficients during condensation of R-134a in smooth horizontal tubes and within the low-mass

flux range. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009. Vol. 52. № 25–26. P. 5701–5711. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.08.017>.

21. Singh A., Ohadi M., Dessiatoun S. Empirical modeling of stratified-wavy flow condensation heat transfer in smooth horizontal tubes. *ASHRAE transactions*. 1996. Vol. 102. P. 596–603.

22. Dobson M., Chato J. Condensation in smooth horizontal tubes. *Journal of Heat Transfer*. 1998. Vol. 120. № 1. P. 193–213. DOI: <https://10.1115/1.2830043>.

23. Thome J., 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. № 18. P. 3365–3387. DOI: [https://10.1016/S0017-9310\(03\)00140-6](https://10.1016/S0017-9310(03)00140-6).

24. Shah M. A new flow pattern based general correlation for heat transfer during condensation in horizontal tubes. *Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference*. 2014. Vol. 3. P. 671–685. DOI: <https://10.1615/IHTC15.cds.008645>.

25. Rifert V., Sereda V., Gorin V. et al. Restoration of correctness and improvement of a model for film condensation inside tubes. *Bulgarian Chemical Communications*. 2018. Vol. 50. P. 58–69.

26. Hirose M., Ichinose J., Inoue N. Development of the general correlation for condensation heat transfer and pressure drop inside horizontal 4 mm small-diameter smooth and microfin tubes. *International journal of refrigeration*. 2018. Vol. 90. P. 238–248. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.04.014>.

27. Bashar M.K., Nakamura K., Kariya K. et al. Development of a correlation for pressure drop of two-phase flow inside horizontal small diameter smooth and microfin tubes. *International journal of refrigeration*. 2020. Vol. 119. P. 80–91. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.08.013>.

28. Cho J.M., Kim Y.J., Kim M.S. Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> and CO<sub>2</sub>/propane mixtures flowing upward in smooth and micro-fin tubes with outer diameter of 5 mm for an inclination angle of 45°. *International Journal of Refrigeration*. 2010. Vol. 33. № 5. P. 922–931. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.02.002>.

29. Olivier J.A., Liebenberg L., Thome J.R. et al. Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes. *International Journal of Refrigeration*. 2007. Vol. 30. № 4. P. 609–623. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.11.003>.

30. Rifert V.G., Sereda V.V., Gorin V.V. et al. Heat transfer during film condensation inside plain tubes. Review of experimental research. *Heat and mass transfer*. 2020. Vol. 56. № 3. P. 691–713. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02636-8>.

31. Cavallini A., Censi G., Del Col D. et al. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*. 2001. Vol. 24. № 1. P. 73–87. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00070-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00070-0).

32. Sereda V.V., Rifert V.G., Gorin V.V. et al. Heat transfer during film condensation inside horizontal tubes in stratified phase flow. *Heat and mass transfer*. 2021. Vol. 57. № 11. P. 251–267. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-020-02946-2>.

## Liu Yang, Shvets N.O., Sereda V.V. TWO-PHASE FLOW REGIMES IN HORIZONTAL TUBES OF COMPACT HEAT EXCHANGERS

*The paper reviews the available patterns of two-phase flow regimes in smooth horizontal tubes of compact condensers.*

*It is noted that modern regimes patterns from different scientific works have inconsistencies in defining the boundaries of regimes. This fact complicates the identification of two-phase flow regimes, especially in the case of condensation in tubes of small diameters ( $d_h = 2\text{--}6$  mm).*

*A comparative evaluation of modern regimes patterns was made for condensation in a horizontal tube with a hydraulic diameter  $d_h = 5$  mm of two promising refrigerants: carbon dioxide (condensation temperature  $t_s = 0$  C, mass velocity at the inlet of the tube  $G = 300$  kg/(m<sup>2</sup>·s), heat flux  $q = 10$  kW/m<sup>2</sup>) and freon R1234yf ( $t_s = 30$ °C,  $G = 200$  kg/(m<sup>2</sup>·s),  $q = 10$  kW/m<sup>2</sup>). It is noted that for the condensation of carbon dioxide, the maximum error (up to 88%) occurs when determining the length of the tube with an annular regime. For condensation of freon R1234yf, the maximum error (up to 66%) is available when determining the boundaries of the area with stratified phase flow.*

*The influence of two-phase flow regimes on the values of heat transfer coefficients along the tube length is considered. In the case of R1234yf and carbon dioxide condensation, the error in heat transfer coefficients calculating is 40%.*

*A method for determining the two-phase flow regimes is proposed. This method takes into account the influence of the gravitational and friction forces on the change of the regime boundaries. The changes of flow regimes is shown for condensation of refrigerants R410a, R407c, R134a, R32, R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z) and R744. It is noted that intermediate and stratified regimes take place on the most part of the tube. It is given a recommendations for heat transfer prediction during condensation in horizontal tubes of small diameter ( $d_h = 2\text{--}6$  mm), which will avoid significant errors during design of compact condensers.*

**Key words:** two-phase flow, compact heat exchanger, condensation, flow regime, heat transfer.