

УДК 536.423.4

В. В. Горін¹, д.т.н., **Л. В. Коломієць¹**, д.т.н., **В. В. Середа²** к.т.н.¹Державний університет інтелектуальних технологій і зв'язку, м. Одеса²НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ

МОДЕЛІ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС ПЛІВКОВОЇ КОНДЕНСАЦІЇ У СЕРЕДИНІ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ТРУБ

У праці наведено короткий опис відомих теоретичних, напівемпіричних та експериментальних моделей (кореляцій) щодо розрахунку тепловіддачі під час конденсації робочих речовин у середині гладких горизонтальних труб. Проведено розрахунки теплообміну під час конденсації фторвуглеводних і імерсійних холодоагентів, вуглеводних та водяної пари у середині горизонтальних труб у разі проміжного та кільцевого режимів течії фаз за різними моделями (кореляціями). Представлено зіставлення розрахунків теплообміну за різними моделями з експериментальними даними різних авторів за багатьма робочими речовинами. Виявлено моделі, які демонструють найкраще узгодження дослідів із розрахунком серед усіх кореляцій. Надано рекомендації щодо застосування моделей для інженерної практики.

Ключові слова: теплообмін, конденсація, холодоагент, модель, горизонтальна труба.

В. В. Горин, д.т.н., Л. В. Коломиец, д.т.н., В. В. Середа, к.т.н.

МОДЕЛИ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ

В работе приведено краткое описание известных теоретических, полуэмпирических и экспериментальных моделей (корреляций) для расчета теплоотдачи при конденсации рабочих веществ внутри гладких горизонтальных труб. Проведены расчеты теплообмена при конденсации фторуглеводных и иммерсионных хладагентов, углеводных и водяного пара внутри горизонтальных труб в случае промежуточного и кольцевого режимов течения фаз по разным моделям (корреляциям). Представлено сопоставление расчетов теплообмена по разным моделям с экспериментальными данными разных авторов по многим рабочим веществам. Выявлены модели, которые демонстрируют наилучшее согласование опытов с расчетом среди всех корреляций. Даны рекомендации по применению моделей для инженерной практики.

Ключевые слова: теплообмен, конденсація, хладагент, модель, горизонтальная труба.

V. V. Gorin, DSc, L. V. Kolomiets, DSc, V. V. Sereda, PhD

MODELS FOR HEAT TRANSFER CALCULATION DURING FILM CONDENSATION INSIDE HORIZONTAL TUBES

The study of heat transfer during condensation in the middle of the pipes is relevant due to the constant need to improve the design of various heat exchangers (condensers of refrigeration and air conditioning systems, reactor safety systems, and power plant heaters). It is important to know the exact values of heat transfer coefficients in the case of condensation when their value is close to the heat transfer from the cooling side. Well-known theoretical, semi-empirical and experimental models and correlations for heat transfer calculation during condensation of working fluids inside smooth horizontal pipes have been described in the article. Selected models are widely used in various scientific publications for heat transfer prediction and construction of various heat exchangers with in-tube condensation. All correlations allow determining the average by tube perimeter, but local by the length of the tube, heat transfer coefficients in the case of annular and intermediate regimes of two-phase flow. All used dependences take into account current modes of phase flow. For choosing the best correlations, a comparison between selected models and experimental values of heat transfer coefficients obtained by different authors for condensation of ten working fluids inside smooth horizontal tubes with internal diameters more than 3 mm have been performed. Experimental values

were selected from well-known works, in which heat transfer was studied during condensation of such fluids as fluorocarbons, immersion refrigerants, hydrocarbons and steam in the case of intermediate and annular phase flows with a detailed description of research conditions (geometrical parameters of investigated tubes and regimes parameters of condensation process, such as heat flux, mass velocity, vapour quality, and condensation temperature). Comparison of various models with experimental data of different authors allowed identifying the models that show the best convergence with experiments among all correlations. Recommendations (range of application) for use of models in engineering practice are given.

Keywords: heat transfer, condensation, film, model, horizontal tube.

DOI 10.32684/2412-5288-2021-1-18-31-40

Вступ

Інтерес до дослідження теплообміну під час конденсації у середині труб є актуальним унаслідок постійної необхідності покращення конструкцій різних теплообмінних апаратів (конденсаторів холодильних установок та систем кондиціювання повітря, систем безпеки реакторів, нагрівачів силових установок). При цьому важливо знати точні значення коефіцієнтів тепловіддачі у разі конденсації, коли їх величина близька до тепловіддачі з боку охолодження.

На даний час було опубліковано багато досліджень стосовно конденсації у середині гладких труб та каналів. Огляд більшості таких досліджень представлений у працях [1-7]. У всіх оглядах автори наводять перелік багатьох робіт із їх коротким описом і результатами цитованих досліджень. У більшості оглядів автори порівнюють свої власні результати з результатами різних теоретичних та емпіричних методів розрахунку без обґрунтування їх вибору. Слід додати, що автори робіт [5-7] відзначили різний ступінь збіжності у результатах розрахунку тепловіддачі для тих самих залежностей у різних авторів.

Отже, незважаючи на велику кількість наявних наукових праць, присвячених дослідженню плівкової конденсації у середині горизонтальних труб, існує велика потреба у новій інформації щодо зазначених процесів.

У запропонованій статті проведено порівняльний розрахунок тепловіддачі за наявними розрахунковими моделями з результатами експериментальних досліджень різних авторів під час конденсації робочих речовин у середині гладких горизонтальних труб.

Об'єкт дослідження

Об'єкт дослідження – процеси теплообміну під час конденсації робочих речовин у середині гладких горизонтальних труб.

Аналіз літературних даних. Моделі розрахунку теплообміну

У цьому дослідженні розглядаються відомі теоретичні, напівемпіричні та експериментальні моделі та методи щодо розрахунку теплообміну під час конденсації різних робочих речовин у

середині горизонтальних труб, а саме кореляції з праць [8-16]. Вибір таких моделей зумовлений тим, що вони широко використовуються у різних дослідженнях під час розрахунку теплообміну, а також надають змогу визначати середні за периметром труби, але локальні за її довжиною, коефіцієнти тепловіддачі у разі кільцевого і проміжного режимів течії.

У праці [8] запропоновано модель розрахунку теплообміну щодо визначення середнього коефіцієнту тепловіддачі під час конденсації у середині труб для трьох режимів течії фаз (кільцевий, стратифікований і проміжний) за кореляцією:

$$\overline{Nu} = (Nu_f^n + Nu_b^n)^{1/n}, \quad (1)$$

де Nu_f – тепловіддача у області суттєвого впливу швидкості пари:

$$Nu = 0,0125 \left(Re \sqrt{\frac{\rho}{\rho_v}} \right) \left(\frac{x}{1-x} \right)^{Pr}, \quad (2)$$

де Nu_b – тепловіддача у області переважного впливу сили тяжіння:

$$Nu_b = 0,725 \left(\frac{Ga Pr_l}{Ja_l} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{\left(1 + 0,003 \sqrt{Pr_l} C^{3,1-\frac{0,5}{Pr_l}} \right)^{0,3}}{(1+DB)^{\frac{1}{4}}}, \quad (3)$$

$$C = \frac{0,47 \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} \left(\frac{Ja_l}{Pr_l} \right)^{\frac{1}{2}} \left(Re_l \frac{x}{1-x} \right)^{0,9}}{\left(\frac{Ga Pr_l}{Ja_l} \right)^{\frac{1,1}{4}}}, \quad (4)$$

$$B = \frac{1,55 \left[1 + 1,6 \cdot 10^{11} \left(\frac{Ja_l}{Pr_l} \right)^5 \right]^{\frac{1}{4}} \left[\left(\frac{Ga Pr_l}{Ja_l} \right)^{1,8} \right]}{\sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} \left[\frac{\overline{W}_l x}{1-x} \right]}, \quad (5)$$

$$D = 40e^{-2,6 \cdot 10^{-4} \frac{\overline{W}}{(1-x)}}, \quad (6)$$

$$\overline{W} = \frac{W}{d\mu_l}, \quad \overline{W}_l = \frac{W(1-x)}{d\mu_l}. \quad (7)$$

У роботі [9] наводиться модель для розрахунку теплообміну під час конденсації, яка заснована на спрощеній структурі режимів течії фаз (кільцевий, проміжний та дисперсний):

$$\alpha_c = 0,003 \text{Re}_l^{0,74} \text{Pr}_l^{0,5} f_i, \quad (8)$$

де

$$\text{Re}_l = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_l}, \quad (9)$$

де G – масова швидкість;

$\delta = 0,25 \cdot d(1-\varepsilon)$ – товщина плівки конденса-

ту;

ε – об'ємний паровміст:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_h - \varepsilon_{ra}}{\ln\left(\frac{\varepsilon_h}{\varepsilon_{ra}}\right)}. \quad (10)$$

У формулі (10) ε_h розраховується залежністю з праці [17], а ε_{ra} за залежністю з [18].

Множник f_i у (13) визначається наступним чином:

$$f_i = 1 + \frac{w_v}{w_l} \left[\frac{(\rho_l - \rho_v) g \delta^2}{\sigma} \right]^{1/4}, \quad (11)$$

де $u_v = Gx/\rho_v \varepsilon$ – середня швидкість пари;

$u_l = G(1-x)/[\rho_v(1-\varepsilon)]$ – середня швидкість рі-

дини.

У роботі [10] порівнюються розрахунки за моделями різних авторів із власною моделлю, де використовуються відомі формули для кільцевого режиму з визначенням меж застосування цих формул за власною новою картою режимів. Для побудови карти автори вводять новий критерій, який вони назвали «time fraction» F . Власне кореляція щодо розрахунку теплообміну має вигляд:

$$\alpha_{total} = F_{int+liq} \alpha_{int+liq} + F_{strat} \alpha_{strat} + F_{ann} \alpha_{ann}, \quad (12)$$

де

$$F_{int+liq} = (1-x)^i; \quad (13)$$

$$F_{strat} = \left(1 - x^{(s/\sqrt{x})}\right) - (1-x)^i; \quad (14)$$

$$F_{ann} = 1 - F_{int+liq} - F_{strat}, \quad (15)$$

де

$$i = 0,0243Xi + 8,07; \quad (16)$$

$$Xi = (We_{vo}^{0,4}) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right), \quad (17)$$

де

$$We_{vo} = \left(\frac{G^2 d_{in}}{\rho_v \sigma} \right), \quad (18)$$

де σ – коефіцієнт поверхневого натягу;

$$s = \frac{1}{0,45Xs} + \frac{1}{0,025Xs^{4,44}}; \quad (19)$$

$$Xs = (Fr_{vo}^{0,5}) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,65}; \quad (20)$$

$$Fr_{vo} = \left(\frac{G^2}{\rho_v^2 g d_{in}} \right). \quad (21)$$

Для переривчастого режиму течії рідини потоку у праці використовується модифіковане співвідношення з праці [19]:

$$\alpha_{int+liq} = 0,023 \left(\frac{G d_{in}}{\mu_l} \right) \text{Pr}^{0,3} \left(\frac{\lambda_l}{d_{in}} \right), \quad (22)$$

де $\text{Pr}_l = \mu_l c_{pl} / \lambda_l$.

У разі стратифікованого режиму використовується залежність з роботи [20]:

$$\alpha_{strat} = 0,555 \left(\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g r d_{in}^3}{\lambda_l \mu_l \Delta T} \right). \quad (23)$$

Під час кільцевого режиму течії потоку використовується кореляція з праці [21]:

$$\alpha_{ann} = 0,023 \text{Re}_l^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \left(1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,889}} \right) \left(\frac{\lambda_l}{d_{in}} \right), \quad (24)$$

де $\text{Re}_l = G d_{in} (1-x) / \mu_l$.

Ще одна модель розрахунку теплообміну представлена у роботі [11]. Для визначення меж режимів авторами використовуються безрозмірна швидкість пари $J_g = xG/[gd\rho_v(\rho_l - \rho_v)]^{1/2}$ і параметр Мартінееллі X_{tt} . У відповідності до цього пропонується наступна модель розрахунку.

Для області стратифікованого режиму течії фаз тепловіддача залежить від Δt ($J_g \leq J_g^T$):

$$\alpha_D = \left[\alpha_A (J_g^T / J_g)^{0,8} - \alpha_{STRAT} \right] (J_g / J_g^T) + \alpha_{STRAT}, \quad (25)$$

де

$$\alpha_{STRAT} = 0,725 \left[1 + 0,741 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,3321} \right]^{-1} \left[\frac{\lambda_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_v) r g}{\mu_l d \Delta T} \right]^{-0,25} + (1-x^{0,067}) \alpha_{LO}, \quad (26)$$

$$\alpha_{LO} = 0,023 \text{Re}_{lo}^{0,8} \text{Pr}_l^{0,4} \lambda_l / d. \quad (27)$$

Для області кільцевого режиму течії фаз тепловіддача не залежить від Δt ($J_g > J_g^T$):

$$\alpha_A = \alpha_{LO} \left[1 + 1,128 x^{0,8170} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,2363} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2,144} \text{Pr}_l^{-0,1} \right]. \quad (28)$$

Параметр J_g^T записується у вигляді:

$$J_g^T = \left\{ \left[7,5 / (4,3 \cdot X_{tt}^{1,111} + 1) \right]^{-3} + C_T^{-3} \right\}^{-1/3}, \quad (29)$$

де стала C для вуглеводних та холодоагентів дорівнює 1,6 та 2,6 відповідно.

Авторами праці [12] представлена напівемпірична кореляція, у якій розглядається гомогенна модель течії фаз під час конденсації у трубах, а течія суміші пари та конденсату приймається турбулентною. Автори обмежують застосування своєї моделі $Re_l = G d_{in} / \mu_l > 5 \cdot 10^3$. Приймаючи аналогію Рейнольдса автори [12] вважають, що теплообмін під час конденсації суміші є аналогічним до конвективного теплообміну у разі турбулентної течії рідини в трубі, а саме:

$$Nu = \alpha d_{in} / \lambda_l \sim Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (30)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі;

d_{in} – внутрішній діаметр труби;

λ_l – коефіцієнт теплопровідності;

Nu , Re , Pr – критерії Нусельта, Рейнольдса та Прандтля.

Двофазність потоку урахується у залежності щодо розрахунку локальної тепловіддачі шляхом введення відповідного комплексу $[1 + x(\rho_l / \rho_v - 1)]^{0,5}$ до залежності (30):

$$Nu = c Re_l^{0,8} Pr_l^{0,43} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,5}, \quad (31)$$

де C – стала, $C = 0,024$.

У працях [13-15] автор наводить модель розрахунку локальної тепловіддачі, у якій застосовується залежність для однофазної конвекції α_c у разі турбулентної течії рідини у середині труби:

$$\alpha_{TP} = \alpha_l + \alpha_{Nu}, \quad (32)$$

$$\alpha_l = \alpha_c \left(\frac{\mu_l}{14\mu_v} \right) \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{p^{0,38}} \right], \quad (33)$$

де

$$\alpha_c = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,43} \left(\frac{\lambda_l}{d_{in}} \right), \quad (34)$$

$$n = 0,0058 + 0,557 p_r, \quad (35)$$

$p_r = P/P_c$ – приведений тиск (відношення тиску при заданій температурі P до критичного тиску P_c);

$$\alpha_{Nu} = 1,32 Re_l^{-1/3} [\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \lambda_l^3 / \mu_l^2]^{1/3}, \quad (36)$$

де

$$Re_l = \frac{G(1-x)d}{\mu_l}. \quad (37)$$

У теоретичній праці [16] запропоновано кореляцію щодо визначення локального числа Нусельта Nu у безрозмірному вигляді:

$$\frac{Nu F_2}{Pr_l Re_l^{0,9}} = 0,15 \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \right), \quad (38)$$

де

X_{tt} – параметр Мартинеллі:

$$X_{tt} = (\mu_l / \mu_v)^{0,1} (\rho_v / \rho_l)^{0,5} [(1-x)/x]^{0,9}, \quad (39)$$

де μ_l і μ_v – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини та пари відповідно;

ρ_l і ρ_v – густина для рідини та пари відповідно;

x – масовий паровміст.

Комплекс F_2 у формулі (38) для ламінарного, буферного та турбулентного шарів відповідно обчислюється за:

$$F_2 = 0,707 Pr_l Re_l^{0,5}, \quad y^+ < 5; \quad (40)$$

$$F_2 = 5 Pr_l + 5 \ln[1 + Pr_l (0,09636 Re_l^{0,585} - 1)], \quad 5 < y^+ < 30; \quad (41)$$

$$F_2 = 5 Pr_l + 5 \ln(1 + 5 Pr_l) + 2,5 (0,00313 Re_l^{0,812}), \quad y^+ > 30. \quad (42)$$

У залежностях (40) – (42), для різних значень числа Pr_l (2,5-4,5), безрозмірна відстань від внутрішньої стінки труби y^+ виражається як:

$$y^+ = \frac{y u^*}{v_l}, \quad (43)$$

де v_l – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини;

$u^+ = u / (\tau_f / \rho_l)^{0,5}$ – безрозмірна швидкість

турбулентного потоку:

u – швидкість плівки конденсату;

τ_f – напруження на межі поділу фаз.

Мета і завдання дослідження

Метою праці є порівняння розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі за відомими кореляціями з результатами експериментальних досліджень під час плівкової конденсації пари, вуглеводних та холодоагентів у середині горизонтальних труб з

ціллю визначення найбільш коректних рішень, які дозволяють найкраще оцінити теплообмін.

Для досягнення поставленої мети було необхідно вирішити наступні завдання:

1. Провести, на підставі наявних експериментальних даних із робіт різних авторів, розрахунки коефіцієнтів тепловіддачі за відомими моделями (кореляціями) у разі конденсації робочих речовин у середині гладких горизонтальних труб.

2. За результатами отриманих обчислень, визначити моделі щодо розрахунку теплообміну, які найкраще описують результати експериментальних досліджень тепловіддачі під час конденсації робочих речовин у середині труб у разі проміжного та кільцевого режимів течії фаз.

Порівняння розрахунку теплообміну за існуючими моделями на основі результатів експериментів різних авторів

Для визначення кореляцій, які найкраще описують результати досліджень, нами проведено порівняння розрахунку теплообміну за моделями з робіт [8-16] на основі результатів експериментів різних авторів стосовно конденсації багатьох робочих речовин у середині звичайних гладких труб ($d_{in} > 3$ мм).

Для цього були обрані експериментальні дані у разі конденсації вуглеводних, імерсійних речовин, імерсійних і фторвуглеводних холодоагентів та пари з праць: [22] – R744 (діоксид вуглецю), [23] – гідрокарбони (R290 (пропан), R600a (ізобутан)), [24] – газофракціонуючий холодоагент R245fa (пентафторпропан), імерсійні речовини Novex649 і HFE-7000, [25] – імерсійний холодоагент FC-72, [26] – водяна пара R718, [27] – фторвуглеводні холодоагенти R32, R134a.

Слід зазначити, що для порівняння розрахунків за наведеними моделями використовувались тільки ті результати експериментальних досліджень, які відповідали кільцевому і проміжному режимів течії фаз у відповідності до розрахунків за формулами (24)-(29) із праці [11].

Так, у роботі [22] проводились дослідження конденсації R744 (діоксид вуглецю) у трубі з внутрішнім діаметром $d_{in} = 2,5$ мм і довжиною $l = 3,48$ м за масових швидкостей пари $G = 200 - 800$ кг/(м²·с) і температури конденсації $t_c = -15^\circ\text{C}$ та $t_c = -25^\circ\text{C}$. Порівняння результатів розрахунку тепловіддачі за наведеними моделями з дослідними даними з роботи [22] під час конденсації R744 наведено на рис. 1.

У роботі [23] проводились дослідження конденсації гідрокарбонів: R290 (пропан), R600a (ізобутан), R1270 (ізобутан) і DME (диметилетіл) у середині горизонтальної труби з внутрішнім діаметром $d_{in} = 8,8$ мм і довжиною $l = 0,53$ м при

$G = 100-300$ кг/(м²·с). Порівняння результатів розрахунку тепловіддачі за зазначеними моделями із дослідними даними у разі конденсації R290 і R600a з праці [23] наведено на рис. 2.

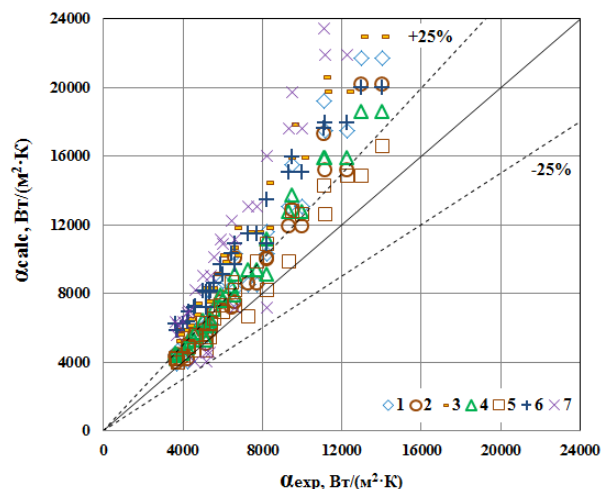


Рисунок 1 – Порівняння експериментальних даних [22] із розрахунком за моделями: 1 – [8], 2 – [9], 3 – [10], 4 – [11], 5 – [12], 6 – [13], 7 – [16]

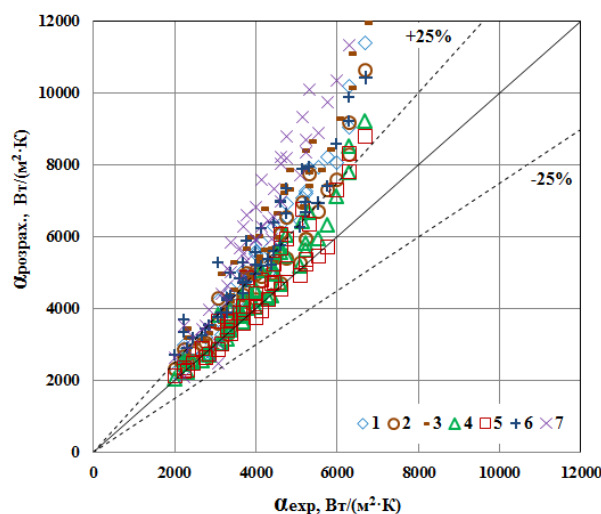


Рисунок 2 – Порівняння експериментальних даних [23] із розрахунком за моделями: 1 – [8], 2 – [9], 3 – [10], 4 – [11], 5 – [12], 6 – [13], 7 – [16]

У роботі [24] проводились дослідження конденсації газофракціонуючого холодоагенту R245fa (пентафторпропан), імерсійні речовини Novex649 і HFE-7000 у середині горизонтальної труби з внутрішнім діаметром $d_{in} = 7,75$ мм і довжиною $l = 0,33$ м у діапазоні масових швидкостей $G = 150-700$ кг/(м²·с) та масових паровмістів $x = 0,05-0,95$. Порівняння результатів розрахунку тепловіддачі за відповідними моделями із дослідними даними з праці [24] наведено на рис. 3.

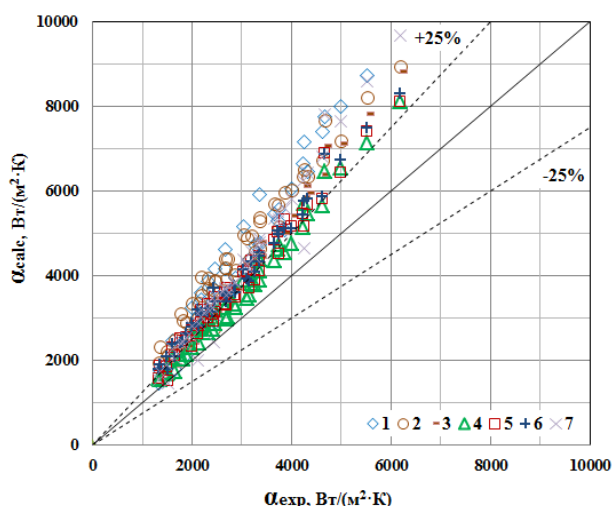


Рисунок 3 – Порівняння експериментальних даних [24] із розрахунком за моделями: 1 – [8], 2 – [9], 3 – [10], 4 – [11], 5 – [12], 6 – [13], 7 – [16]

У роботі [25] автори досліджували конденсацію імерсійного холодоагенту FC-72 у середині горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром $d_{in} = 7,12$ мм і довжиною $l = 0,8$ м у діапазоні масових швидкостей $G = 143-402$ кг/(м²·с), густини теплового потоку $q = 30 - 72$ кВт/м², масових паровмістів $x = 0,45-0,95$ та температури конденсації $t_c = 62$ °С. Порівняння результатів розрахунку тепловіддачі за наведеними моделями із дослідними даними у разі конденсації FC-72 із праці [25] наведено на рис. 4.

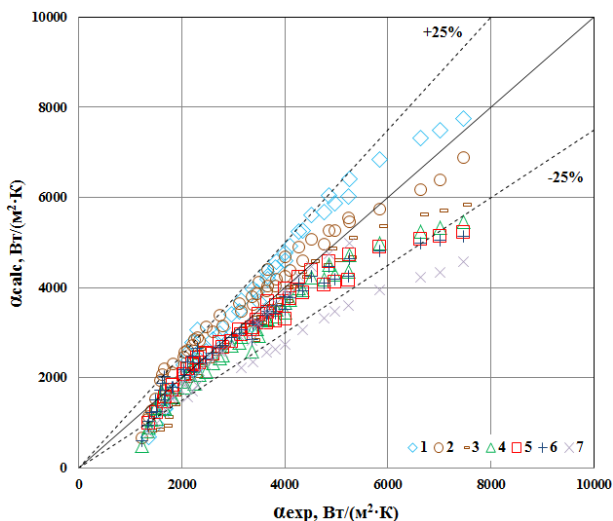


Рисунок 4 – Порівняння експериментальних даних [25] із розрахунком за моделями: 1 – [8], 2 – [9], 3 – [10], 4 – [11], 5 – [12], 6 – [13], 7 – [16]

Автор праці [26] проводив експериментальні дослідження теплообміну у разі повної і неповної конденсації насиченої водяної пари та пари із

пароводяної суміші у гладких горизонтальних трубах із нержавіючої сталі з внутрішніми діаметрами $d_{in} = 10, 13$ і 17 мм та довжиною $l = 2,5$ і 12 м за високих значень тиску. Досліди проводилися при значеннях тиску $p = 1,23, 2,45, 8,8$ МПа, густини теплового потоку $q = (0,162-1,57) \cdot 10^6$ Вт/м², масової швидкості $G = 93-2000$ кг/(м²·с), масовому паровмісті на вході $x_1 = 0,26-1,0$ і виході $x_2 = 0-0,69$ та густини теплового потоку $q = 162-1570$ кВт/м². Порівняння результатів розрахунку тепловіддачі за наведеними моделями із дослідними даними у разі конденсації чистої насиченої водяної пари із праці [26] наведено на рис. 5.

У праці [27] вимірювались локальні коефіцієнти тепловіддачі та втрати тиску під час конденсації холодоагентів R22, R32, R125, R134a, R410A і R236ea у горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром $d_{in} = 8$ мм і довжиною $l = 1$ м у широкому діапазоні масових швидкостей $G = 65-750$ кг/(м²·с), густини теплового потоку $q = 6-62$ кВт/м² та масових паровмістів x .

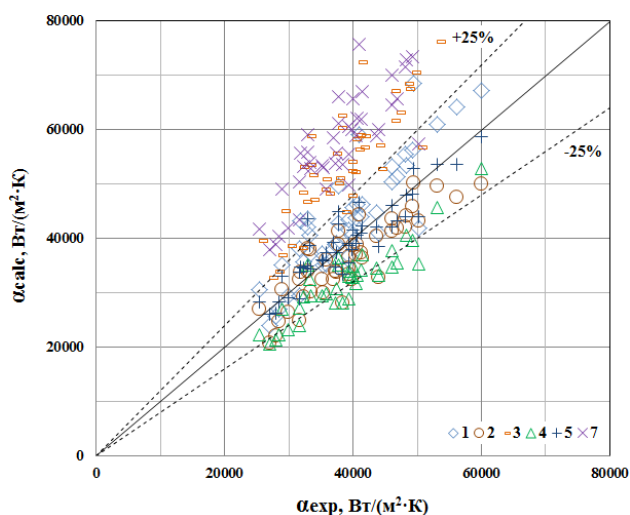


Рисунок 5 – Порівняння експериментальних даних [25] із розрахунком за моделями: 1 – [8], 2 – [9], 3 – [10], 4 – [11], 5 – [13], 6 – [16]

Порівняння результатів розрахунку тепловіддачі за наведеними моделями із дослідними даними у разі конденсації R134a і R32 із праці [27] наведено на рис. 6.

Верифікація моделей розрахунку теплообміну

Авторами статті проведено верифікацію представлених моделей розрахунку теплообміну.

У зведених табл. 1 представлено у відсотках кількість розрахункових точок n , які збігаються з результатами досліджень різних авторів у межах похибки ± 25 %.

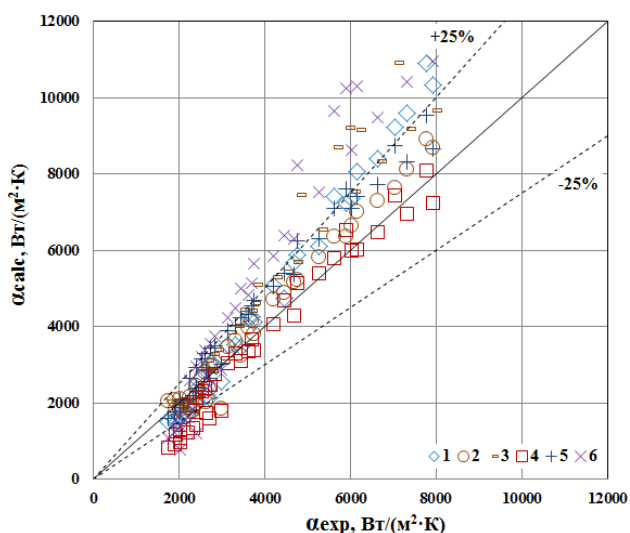


Рисунок 6 – Порівняння експериментальних даних [27] із розрахунком за моделями: 1 – [8], 2 – [9], 3 – [10], 4 – [12], 5 – [13], 6 – [16]

Таблиця 1 – Порівняння результатів розрахунків тепловіддачі за різними моделями

Модель	Експериментальні дані (n, %)					
	[22]	[23]	[24]	[25]	[26]	[27]
[8]	50	32	16	86	78	58
[9]	69	62	2	84	89	92
[10]	0	11	12	82	4	39
[11]	47	77	61	90	65	-
[12]	75	81	31	90	-	68
[13]	0	6	4	92	98	58
[16]	19	6	12	61	2	13

Розрахунками встановлено, що модель [16] незадовільно узагальнює результати наявних досліджень під час конденсації R744, R290, R600a, R245fa, Novex649, HFE-7000, FC-72, R32, R134a та пари у середині труб (кількість точок, які узгоджуються із точністю $\pm 25\%$ становить 2-61 % від загальної кількості). Також незадовільно описує експериментальні дані модель [10] (кількість точок, які узгоджуються із точністю $\pm 25\%$ становить 0-39 % від загальної кількості), за винятком холодоагенту FC-72 (82 %).

Кореляція з праці [8] не узагальнює експериментальні дані у разі конденсації R744, R290, R600a, R245fa, Novex649, HFE-7000, R32, R134a (кількість точок, які узгоджуються із точністю $\pm 25\%$ становить 16-58 % від загальної кількості), окрім FC-72 (86 %) та пари (78 %).

Модель [13] не працює у разі обчислення дослідних даних під час конденсації R744, R290, R600a, R245fa, Novex649, HFE-7000, R32, R134a (кількість точок, які узгоджуються із точністю $\pm 25\%$ становить 2-61 % від загальної кількості), за винятком FC-72 (92 %) та пари (98 %).

Напівемпірична кореляція з роботи [12] добре узагальнює результати досліджень під час конденсації R744, R290, R600a, FC-72 та пари (кількість точок, які узгоджуються із точністю $\pm 25\%$ становить більш ніж 75 % від загальної кількості). Дещо гірше кореляція описує дані по конденсації R32, R134a (68 %) та не працює у випадку обчислення даних щодо R245fa, Novex649 та HFE-7000 (31 %).

Модель [9] добре узагальнює експериментальні дані у разі конденсації FC-72, пари, R32 та R134a (кількість точок, які узгоджуються із точністю $\pm 25\%$ становить більш ніж 84 % від загальної кількості). Виявлено незадовільну відповідність моделі у разі розрахунку результатів експериментів під час конденсації R744 (69 %), R290 та R600a (62 %). Кореляції з [9] не працюють при обчисленні даних по конденсації R245fa, Novex649, HFE-7000 (2 %).

Модель [11] задовільно узагальнює експериментальні дані у разі конденсації FC-72, R290, R600a, R32 та R134a (кількість точок, які узгоджуються із точністю $\pm 25\%$ становить більш ніж 77 % від загальної кількості), але не дозволяє коректно узагальнити результати експериментів під час конденсації R744 (47 %), R245fa, Novex649, HFE-7000 (61 %) та пари (65 %).

Висновки

1. Проведено розрахунки теплообміну під час конденсації R744, R290, R600a, R245fa, Novex649, HFE-7000, FC-72, R32, R134a та водяної пари у середині горизонтальних труб у разі проміжного та кільцевого режимів течії фаз за різними моделями (кореляціями).

2. Надано зіставлення розрахунків теплообміну за різними моделями з експериментальними даними різних авторів за десятьма робочими речовинами. Найкраще узгодження дослідів із розрахунком серед усіх кореляцій продемонстрували моделі з праць [9] та [12].

3. Для інженерної практики може бути рекомендовано застосування моделі [12] для розрахунку тепловіддачі під час конденсації водяної пари, вуглеводних R744, R290, R600a та імерсійного холодоагенту FC-72, а також моделі [12] для розрахунку тепловіддачі при конденсації фторвуглеводних холодоагентів R32 і R134a. При цьому необхідно урахувати межі застосування граничних величин кореляцій.

4. Усі моделі, за винятком [16], показують досить точне узгодження розрахунків із усіма дослідними даними під час конденсації імерсійного холодоагенту FC-72 (похибка у межах

$\pm 25\%$).

5. У цілому спостерігається незадовільна відповідність усіх розрахункових моделей всім дослідним даним при конденсації перспективних речовин R245fa, Novec649, HFE-7000.

6. У подальших дослідженнях процесів конденсації у середині труб необхідно розширити діапазон перспективних робочих речовин, які використовуються у експериментах, зокрема багатокомпонентних холодоагентів та інших речовин.

Список використаних джерел

1. Doretti L., Zilio C., Mancin S., Cavallini A. Condensation Flow Patterns inside plain and Microfin Tubes: A Review. *International Journal of Refrigeration*. 2013. Vol. 36, № 2. pp. 567-587.
2. Dalkilic A., Aktas M., Acikgoz O., Wongwises S. A Review of Recent Empirical Correlations for the Calculation of Determination of R134a's Convective Heat Transfer Coefficient in Vertical Condensers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2015. № 69. pp. 41-50.
3. Huang J., Zhang J., Wang L. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied Thermal Engineering*. 2015. № 89. pp. 469-484.
4. Righetti G., Zilio C., Mancin S., Longo G. A review on in-tube two-phase heat transfer of hydrofluoro-olefines refrigerants. *Science and Technology for the Built Environment*. 2016. Vol. 22. № 8. pp. 1191-1225.
5. Ріферт В. Г., Горін В. В., Усенко В. І., Середа В. В. Конденсация внутри горизонтальных труб: состояние вопроса и анализ задачи исследования. *Промышленная теплотехника*. 2011. № 33 (8). С. 62-71.
6. Ріферт В. Г., Барабаш П. А., Горін В. В., Середа В. В. Теплообмен при конденсации внутри горизонтальных гладких труб. Совершенствование метода расчета теплообмена. *Холодильна техніка та технологія*. 2015. № 6 (51). С. 26-34.
7. Середа В. В., Горін В. В. Гідродинаміка та теплообмін під час конденсації пари робочих речовин у середині горизонтальних труб у разі стратифікованого режиму течії фаз. Розрахунок тепловіддачі. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2018. № 4. С. 48-56.
8. Fujii T. Enhancement to condensing heat transfer – new developments. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 1995. № 2. pp. 127-137.
9. Thome J. R., 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. pp. 3365-3387.
10. 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. pp. 485-496.
11. 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. pp. 31-38.
12. Ananiev E. P., Boyko L. D., Kruzhilin G. N. Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube. *Proceedings of the 2nd International Heat Transfer Conference*. August Colorado. Part 2. 1961. pp. 290-295.
13. Shah M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1979. Vol. 22. № 4. pp. 547-556.
14. Shah M. M. General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: Further development and verification. *ASHRAE Transactions*. 2013. Vol. 119. № 2. pp. 1-9.
15. Shah M. M. Prediction of Heat Transfer during Condensation in Non-Circular Channels. *Inventions*. Engineering Research Associates. 2019. pp. 1-22.
16. Traviss D. P., Baron A.B., Rohsenow W.M. Forced-convection condensation inside tubes. Report No. DSR-72591-74. Massachusetts Institute of Technology. Cambridge. MA. 1971. 105 p.
17. Zivi S. M. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. *Transactions of the ASME*. 1975. № 86. pp. 247-252.
18. Rouhani S. Z. Subcooled void fraction, Report No. AE-RTV841. AB Atomenergi Sweden, 1969. 138 p.
19. Dittus F. W., Boelter L. M. K. Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. University of California Press. Berkeley. *University of California Publications in Engineering*. 1930. Vol. 2. 443-461.
20. Chato J. Laminar condensation inside horizontal and inclined tube. *ASHRAE Journal*. 1962. Vol. 4. № 2. pp. 52-60.
21. Dobson M., Chato J. Condensation in smooth horizontal tubes. *Journal of Heat Transfer of ASME*. 1998. Vol. 120. № 1. pp. 193-213.
22. Kim Y. J., Jang J., Hrnjak P. S., Kim M. S. Condensation heat transfer of carbon dioxide inside horizontal smooth and microfin tubes at low temperature. *Journal of Heat Transfer of ASME*. 2009.

Vol. 131. № 2. pp. 1-10.

23. Park K. J., Jung D., Seo T. Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube. *Journal of Multiphase Flow*. 2008. Vol. 34. № 7. pp. 628-635.

24. Ghim G., Lee J. Condensation heat transfer of low GWP ORC working fluids in a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. Vol. 104. pp. 718-728.

25. Lee H., Mudawar I., Hasan M. Flow condensation in horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013. № 66. pp. 31-45.

26. Бойко Л. Д. Исследование теплоотдачи при конденсации пара внутри трубы. Теплообмен в элементах энергетических установок. Л.: Наука, 1966. С. 197-212.

27. 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 refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*. 2001. Vol. 24. № 1. pp. 73-87.

References

1. Doretti L., Zilio C., Mancin S., Cavallini A. Condensation Flow Patterns inside plain and Micro-fin Tubes: A Review. *International Journal of Refrigeration*. 2013. Vol. 36, № 2. pp. 567-587.

2. Dalkilic A., Aktas M., Acikgoz O., Wongwises S. A Review of Recent Empirical Correlations for the Calculation of Determination of R134a's Convective Heat Transfer Coefficient in Vertical Condensers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2015. № 69. pp. 41-50.

3. Huang J., Zhang J., Wang L. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied Thermal Engineering*. 2015. № 89. pp. 469-484.

4. Righetti G., Zilio C., Mancin S., Longo G. A review on in-tube two-phase heat transfer of hydro-fluoro-olefines refrigerants. *Science and Technology for the Built Environment*. 2016. Vol. 22. № 8. pp. 1191-1225.

5. Rifert V., Gorin V., Usenko V., Sereda V. Condensation inside horizontal pipes: the state of the issue and analysis of the research problem. *Industrial heat engineering*. 2011. № 33 (8). pp. 62-71.

6. Rifert V., Barabash P., Gorin V., Sereda V. Heat transfer by condensation inside horizontal smooth pipes. Improving the method of calculating heat exchange. *Refrigeration equipment and technology*. 2015. № 6 (51). pp. 26-34.

7. Sereda V., Gorin V. Hydrodynamics and heat exchange during condensation of working steam in the middle of horizontal pipes in the case of stratified phase flow regime. Calculation of heat transfer. *Integrated technologies and energy saving*. 2018. № 4. pp. 48-56.

8. Fujii T. Enhancement to condensing heat transfer – new developments. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 1995. № 2. pp. 127-137.

9. Thome J. R., 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. pp. 3365-3387.

10. 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. pp. 485-496.

11. 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. pp. 31-38.

12. Ananiev E. P., Boyko L. D., Kruzhilin G. N. Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube. Proceedings of the 2nd International Heat Transfer Conference. August Colorado. Part 2. 1961. pp. 290-295.

13. Shah M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1979. Vol. 22. № 4. pp. 547-556.

14. Shah M. M. General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: Further development and verification. *ASHRAE Transactions*. 2013. Vol. 119. № 2. pp. 1-9.

15. Shah M. M. Prediction of Heat Transfer during Condensation in Non-Circular Channels. *Inventions*. Engineering Research Associates. 2019. pp. 1-22.

16. Traviss D. P., Baron A.B., Rohsenow W. M. Forced-convection condensation inside tubes. Report No. DSR-72591-74. Massachusetts Institute of Technology. Cambridge, MA. 1971. 105 p.

17. Zivi S. M. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. *Transactions of the ASME*. 1975. № 86. pp. 247-252.

18. Rouhani S. Z. Subcooled void fraction, Report No. AE-RTV841. AB Atomenergi Sweden, 1969. 138 p.

19. Dittus F. W., Boelter L. M. K. Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. University of California Press. Berkeley. *University*

- of California Publications in Engineering. 1930. Vol. 2. 443-461.
20. Chato J. Laminar condensation inside horizontal and inclined tube. *ASHRAE Journal*. 1962. Vol. 4. № 2. pp. 52-60.
21. Dobson M., Chato J. Condensation in smooth horizontal tubes. *Journal of Heat Transfer of ASME*. 1998. Vol. 120. № 1. pp. 193-213.
22. Kim Y. J., Jang J., Hrnjak P. S., Kim M. S. Condensation heat transfer of carbon dioxide inside horizontal smooth and microfin tubes at low temperature. *Journal of Heat Transfer of ASME*. 2009. Vol. 131. № 2. pp. 1-10.
23. Park K. J., Jung D., Seo T. Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube. *Journal of Multiphase Flow*. 2008. Vol. 34. № 7. pp. 628-635.
24. Ghim G., Lee J. Condensation heat transfer of low GWP ORC working fluids in a horizontal smooth tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017. Vol. 104. pp. 718-728.
25. Lee H., Mudawar I., Hasan M. Flow condensation in horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013. № 66. pp. 31-45.
26. Boyko L. D. Heat transfer during vapor condensation inside tubes (in Russian). Heat Transfer in the Elements of Power Plants. 1966. pp. 197-212.
27. Cavallini A., Censi G., Del Col D., Doretto L., Longo G. A., Rossetto L. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*. 2001. Vol. 24. № 1. pp. 73-87.

Надійшла до редакції 02.09.2021