

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. Одеса

²НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ

ПЛІВКОВА КОНДЕНСАЦІЯ У СЕРЕДИНІ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ТРУБ ТА МІНІКАНАЛІВ

У праці наведено короткий опис напівемпіричної моделі Ананьєва, Бойко і Кружиліна щодо розрахунку тепловіддачі під час конденсації робочих речовин у середині гладких горизонтальних труб у разі турбулентного режиму течії потоку. Представлено порівняння розрахунків тепловіддачі за напівемпіричною моделлю з результатами експериментальних досліджень щодо конденсації холодоагентів, гідрокарбонів та спеціалізованих речовин у середині труб із відомих праць різних авторів, які свідчать про добре узгодження результатів досліджень із розрахунками за зазначеною моделлю із урахуванням їх граничних величин.

Ключові слова: тепловіддача, конденсація, холодоагент, горизонтальна труба, мініканали.

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

FILM CONDENSATION INSIDE HORIZONTAL PIPES AND MINI CHANNELS

The article provides a brief description of the semi-empirical model of Ananiev, Boyko and Kruzhilin for calculating heat transfer during the condensation of working substances inside smooth horizontal pipes in a turbulent flow regime. Comparisons of heat transfer calculations based on a semi-empirical model with the results of experimental studies during the condensation of refrigerants, hydrocarbons and specialized substances inside pipes from well-known works by different authors are presented, which indicate good agreement between the results of studies and calculations based on the model, taking into account their boundary values. The presented calculations of heat transfer during condensation inside smooth horizontal pipes and minichannels are performed according to the semiempirical formula of Ananiev, Boyko and Kruzhilin, taking into account the influence of steam velocity on heat transfer processes. The calculation results demonstrate good agreement with the experimental data of various authors on the condensation of refrigerants R22, R134a, R125, R32, R410A, specialized substances R245fa, Novec649, HFE-7000 and natural hydrocarbons R290, R600a, R1270, and DME for turbulent flow areas.

For engineering practice, the presented semi-empirical model for calculating heat transfer during condensation of water vapor, refrigerants R22, R134a, R32, R410A, specialized substance HFE-7000, natural hydrocarbons R290, R600a, R1270 for smooth horizontal pipes ($d_{in} > 3 \text{ mm}$) can be recommended. In this case, it is necessary to take into account the limits of application of the boundary values of the model. Calculation of heat transfer coefficients by semi-empirical correlation shows that it improves the description of the experimental data of many authors of works on the condensation of refrigerants R152a, R290, R134a, and R32 inside round minichannels ($3 \text{ mm} \geq d_{in} > 200 \text{ }\mu\text{m}$) under turbulent and transient flow regimes.

Further studies should include the performance of calculations on theoretical and empirical models for calculating heat transfer during condensation inside minichannels in order to create a general method for calculating heat transfer, taking into account the influence of regime flow parameters.

Keywords: heat transfer, condensation, refrigerant, horizontal pipe, minichannel.

DOI 10.32684/2412-5288-2022-1-20-29-35

Вступ

Значний інтерес щодо вивчення процесів теплообміну під час конденсації у середині горизонтальних труб є актуальним у зв'язку з необхідністю уточнення методів розрахунку (конструювання) різних за призначенням теплообмінників (конденсатори холодильних машин і систем кондиціювання, горизонтально-трубні теплообмінні

апарати різного ступеню застосування, теплові труби тощо). За наявності великої кількості досліджень стосовно плівкової конденсації у середині горизонтальних труб, існує велика потреба в новій інформації щодо зазначених процесів.

Напівемпірична модель розрахунку теплообміну

Поряд із великою кількістю теоретичних і

емпіричних моделей [1-7] існує декілька напівемпіричних кореляцій щодо розрахунку теплообміну у разі конденсації робочих речовин у середині гладких горизонтальних труб.

Однією з таких напівемпіричних кореляцій є модель із праці [8], у якій розглядається гомогенна модель течії фаз під час конденсації у трубах. У разі великих масових витрат на більшій частині труби, на думку авторів, мав місце інтенсивне винесення конденсату. Перебіг суміші пари та конденсату прийнято турбулентним. Автори обмежують застосування своєї моделі $Re_l = Gd_{in}/\mu_l > 5 \cdot 10^3$ (де G – масова швидкість на вході в трубу). Приймаючи аналогію Рейнольдса автори [8] вважають, що теплообмін під час конденсації суміші є аналогічним до конвективного теплообміну у разі турбулентної течії рідини в трубі, а саме:

$$Nu = \alpha d_{in} / \lambda_l \sim Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (1)$$

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 – $[1 + x(\rho_l/\rho_v - 1)]$:

$$Nu = c Re_l^{0,8} Pr_l^{0,43} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,5}, \quad (2)$$

де C – постійна, $C = 0,024$;

ρ_l і ρ_v – густина рідини та пари відповідно.

У роботі [9] наведено опис експериментальної установки, на якій були виконані дослідження при конденсації водяної пари у горизонтальних трубах із нержавіючої сталі з внутрішніми діаметрами $d_{in} = 10, 13$ і 17 мм та довжиною $l = 2,5$ і 12 м. Вимірювалася середня температура стінки труби методом Маркбант [10] із використанням самої труби у якості термометра опору. Дослідження 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) та масовому паровмісті: перший цикл – $x_1=1, x_2=0$; другий цикл – $1 > x_1 > 0, x_2=0$; третій цикл – $x_1=1; 1 > x_2 > 0$; четвертий цикл – $1 > x_1 > 0; 1 > x_2 > 0$. Результати 860 дослідів представлено у праці [9] у вигляді таблиць, де були зазначені всі необхідні для аналізу результати. Усі дослідні дані мають збіжність у межах $\pm 20\%$ із розрахунком за залежністю для середньої тепловіддачі:

$$\bar{Nu} = c Re_l^{0,8} Pr_l^{0,43} \frac{1}{2} \left[\sqrt{1 + x_1 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)} - \sqrt{1 + x_2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)} \right]^{0,5}, \quad (3)$$

де x_1 і x_2 – масові паровмісти на вході у трубу та виході з неї відповідно.

Метою праці є розрахунок тепловіддачі за напівемпіричною залежністю з праць [8, 9], яка є однією з найвдаліших залежностей для узагальнення експериментальних даних під час конденсації пари у середині горизонтальних і вертикальних труб у широкому діапазоні змін режимних параметрів (G, x) та фізичних властивостей холодоагентів. Ця необхідність викликана існуванням невеликої кількості робіт, у яких зазначена модель використовувалася для порівняння з експериментальними даними.

Порівняння експериментальних даних із напівемпіричною моделлю [8] для звичайних каналів ($d_{in} > 3$ мм)

Нами проведено порівняльний аналіз експериментальних даних за результатами досліджень різних авторів із розрахунками за напівемпіричною моделлю (2).

Для цього було обрано експериментальні дані з праць: [11] – конденсація R22, R32, R125, R134a, R410A і R236ea, [12] – R245fa (пентафторпропан), Noves649 і HFE-7000 (спеціалізовані речовини), [13] – гідрокарбони (R290 (пропан), R600a (ізобутан), R1270 (пропілен) і DME (діметіловий ефір)), [14] – R744 (діоксид вуглецю), [15] – R404A, [16] – R134a, [17] – R134a та [18] – R22.

Порівняння розрахунку тепловіддачі за формулою (2) із дослідними даними з праці [11], у якій 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 .

На рис. 1 наведено результати таких розрахунків, з яких видно, що дослідні дані з [11] дуже добре (похибка у межах $\pm 25\%$) узгоджуються з розрахунками за формулою (2) для усіх зазначень коефіцієнтів тепловіддачі для різних холодоагентів.

У роботі [5] проводились дослідження конденсації спеціалізованих робочих речовин R245fa (пентафторпропан), Noves649 і HFE-7000 (спеціалізовані речовини) 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 $x = 0,05 - 0,95$.

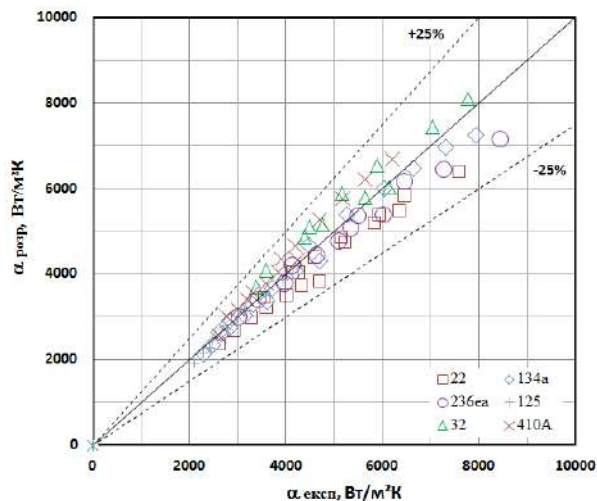


Рисунок 1 – Порівняння експериментальних даних [11] із моделлю [8]

У роботі [5] проводились дослідження конденсації спеціалізованих робочих речовин R245fa (пентафторпропан), Noves649 і HFE-7000 (спеціалізовані речовини) 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 розрахунку тепловіддачі за (2) із дослідними даними з праці [12] наведено на рис. 2.

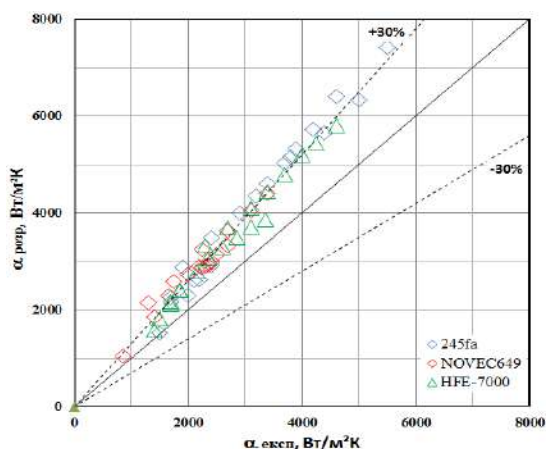


Рисунок 2 – Порівняння експериментальних даних [12] із моделлю [8]

З рис. 2 видно, що формула (2) узагальнює усі дані для HFE-7000 із точністю $\pm 20-30$ %, а для R245fa і Noves649 із точністю $\pm 30-35$ %.

У роботі [13] 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), а у праці [14] конденсація R744 (діоксид вуглецю) у трубі з $d_{in} = 2,5$ мм і $l = 3,5$ м при $G = 200-800$ кг/(м²·с).

Порівняння розрахунку тепловіддачі за формулою (2) із дослідними даними з робіт [13] у разі конденсації R290, R600a, R1270 і DME і [14] під час конденсації R744 наведено на рис. 3.

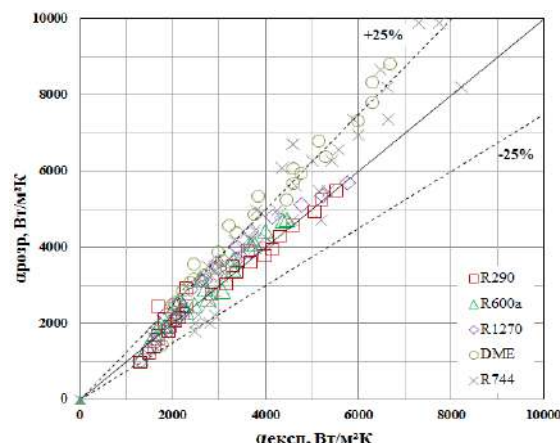


Рисунок 3 – Порівняння експериментальних даних [13] і [14] із моделлю [8]

Розрахунками встановлено, що дослідні дані [13] дуже добре (у межах ± 25 %) узгоджуються з розрахунками за формулою (2) для R600a і R1270. У разі конденсації R290 формула узагальнює 89 % даних із точністю ± 25 %, а для DME лише 50 %. Дані праці [14] під час конденсації R744 формула (2) узагальнює лише 61% даних у межах ± 25 %.

У праці [15] досліджувалась конденсація холодоагенту R404A у трубі із внутрішнім діаметром $d_{in} = 9,5$ мм і довжиною $l = 1-4$ м при $G = 250-600$ кг/(м²·с), у [16] – конденсація R134a у трубі з $d_{in} = 8,4$ мм і $l = 1,546$ м при $G = 75-300$ кг/(м²·с), у [17] – конденсація R134a у трубі з $d_{in} = 8,9$ мм і $l = 1,3$ м при $G = 100-300$ кг/(м²·с), у [18] – конденсація R22 у трубі з $d_{in} = 9,5$ мм і $l = 0,4-2,8$ м при $G = 300-400$ кг/(м²·с).

На рис. 4 приведено порівняння результатів обчислення тепловіддачі за формулою (2) з дослідними даними у разі конденсації: холодоагентів із праць: [15] – R404A, [16] – R134a, [17] – R134a, [18] – R22.

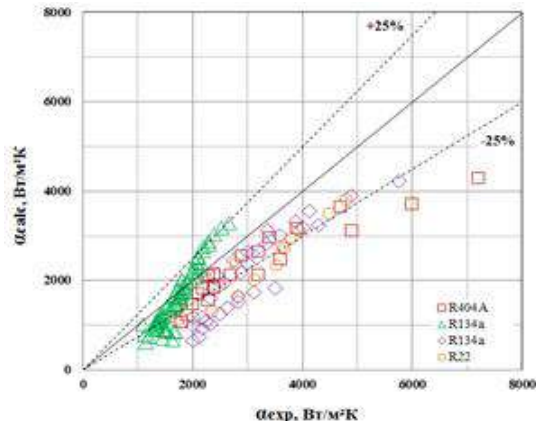


Рисунок 4 – Порівняння експериментальних даних [15], [16], [17], [18] із моделлю [8]

Видно, що формула (2) узагальнює 53 % точок із робіт [17], [18] та 60 % з [15] від загальної кількості (точність $\pm 25\%$). Найкраще працює формула у випадку обчислення тепловіддачі за дослідними даними з праці [16] – 78 % точок від загальної кількості з точністю $\pm 25\%$.

Порівняння експериментальних даних із напівемпіричною моделлю [8] для мініканалів ($3 \text{ мм} \geq d_{in} > 200 \text{ мкм}$)

У праці [19] досліджувались теплообмін і втрати тиску під час конденсації холодоагенту R152a у круглому та квадратному мініканалах із гідравлічними діаметрами $d_h = 1,152$ і $0,952$ мм відповідно. Експерименти проводилися за масовою швидкістю G від 200 до $800 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$, температурах насичення $t_n = 40^\circ\text{C}$ та 50°C і масовому паровмісту x від 0,1 до 0,9.

Порівняння розрахунку тепловіддачі за формулою (2) із дослідними даними з роботи [19] у разі конденсації R152a наведено на рис. 5.

Установлено, що дослідні дані для R152a [12] дуже добре (у межах $\pm 25\%$) узгоджуються з розрахунками за формулою (2) для мініканалу з круглим перетином.

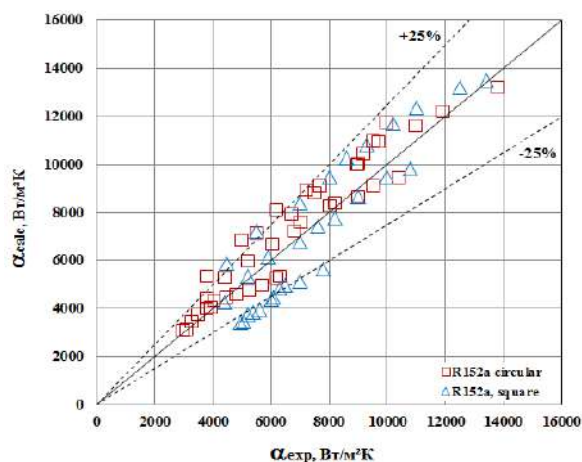


Рисунок 5 – Порівняння експериментальних даних [19] із моделлю [8]

У каналі з квадратним перетином формула узагальнює 62 % даних із точністю $\pm 25\%$.

Автори праці [20] досліджували процеси конденсації холодоагенту R290 (пропан) у середині горизонтального круглого мініканалу з внутрішнім діаметром $d_{in} = 0,96$ мм за температурою насичення $t_s = 40^\circ\text{C}$, масовою швидкістю потоку в межах $G = 100\text{--}800 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ та масовому паровмісту $x = 0,01\text{--}0,9$.

Порівняння результатів обчислення тепловіддачі за формулою (2) за дослідними даними з праці [20] у разі конденсації холодоагенту R290 приведено на рис. 6.

Встановлено, що формула (2) описує усі результати експериментів для R290 з праці [20] у межах $\pm 25\%$.

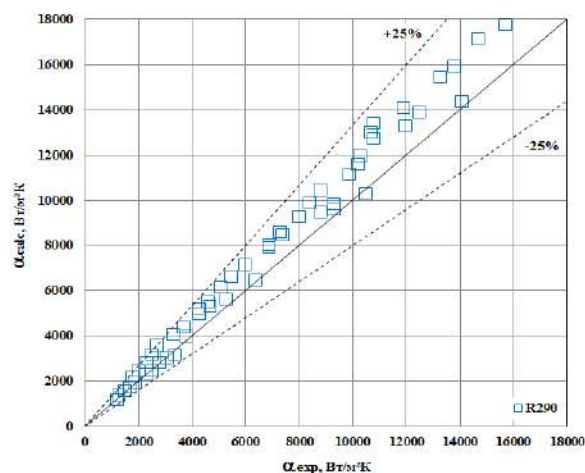


Рисунок 6 – Порівняння експериментальних даних [20] із моделлю [8]

У праці [21] авторами досліджувалась конденсація холодоагентів R134a і R32 у середині горизонтального круглого мініканалу з внутрішнім діаметром $d_{in} = 0,96$ мм за температурою насичення $t_s = 40^\circ\text{C}$, масовою швидкістю потоку в межах $G = 100\text{--}1200 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ та масовому паровмісту $x = 0,01\text{--}0,9$.

Порівняння результатів обчислення тепловіддачі за формулою (2) за дослідними даними з праці [21] у разі конденсації холодоагентів R134a і R32 приведено на рис. 7 і 8 відповідно.

Розрахунками встановлено, що формула (2) описує усі результати експериментів для холодоагенту R134a і R32 із праці [21] у межах $\pm 25\%$ для перехідного та турбулентного режимів течії.

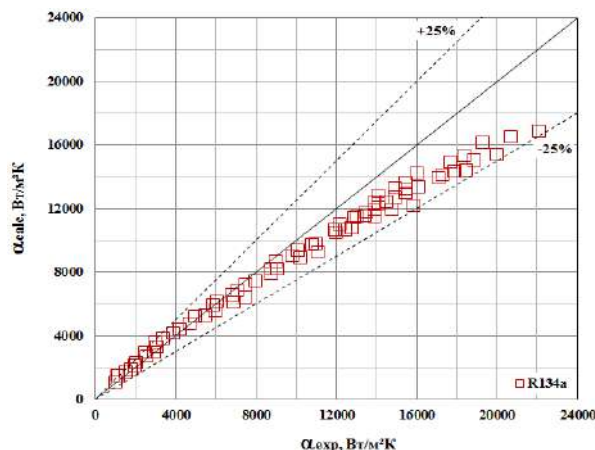


Рисунок 7 – Порівняння експериментальних даних [21] із моделлю [8]

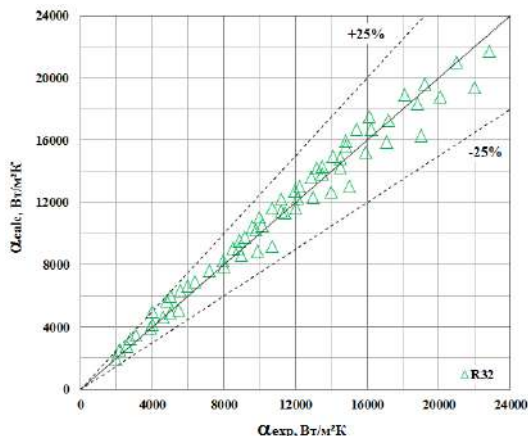


Рисунок 8 – Порівняння експериментальних даних [21] із моделлю [8]

Висновки

1. Проведено розрахунки тепловіддачі під час конденсації у середині труб у разі наявності впливу швидкості пари на теплообмін за напівемпіричною залежністю (2) з роботи [8].

2. Результати розрахунків демонструють хорошу збіжність із дослідними даними різних авторів під час конденсації холодоагентів R22, R134a, R125, R32, R410A, R245fa, Novec649, HFE-7000, R290, R600a, R1270, і DME для області турбулентної течії потоку.

3. Для інженерної практики може бути рекомендовано застосування напівемпіричної моделі з праці [8] для розрахунку тепловіддачі під час конденсації водяної пари, холодоагентів R22, R134a, R32, R410A, спеціалізованої речовини HFE-7000 та природних вуглеводнів R600a, R1270 та R290 для звичайних горизонтальних труб ($d_{in} > 3$ мм). При цьому необхідно урахувати межі застосування граничних величин кореляції (2).

4. Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі за напівемпіричною моделлю (2) свідчить, що вона покращує опис експериментальних даних багатьох авторів праць у разі конденсації холодоагентів R152a, R290, R134a та R32 в середині мініканалів ($3 \text{ мм} \geq d_{in} > 200 \text{ мкм}$) із круглим перетином у разі турбулентного та перехідного режимів течії потоку.

5. Подальші дослідження мають передбачати виконання розрахунків за теоретичними та емпіричними моделями розрахунку теплообміну під час конденсації у середині мініканалів з метою створення загальної методики розрахунку тепловіддачі з урахуванням впливу режимних параметрів потоку.

Список використаних джерел

1. Shah M. M. General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: Further

development and verification. *ASHRAE Trans.* 2013. No 119. P. 3-11.

2. Agarwal R., Hrnjak P. S. Condensation in two phase and desuperheating zone for R1234ze(E), R134a and R32 in horizontal smooth tubes. *Int. J. Refrig.* 2015. No 50. P. 172-183.

3. Macdonald M., Garimella S. Hydrocarbon condensation in horizontal smooth tubes: Part II — Heat transfer coefficient and pressure drop modeling. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2016. No 93. P. 1248-1261.

4. Dorao C. A., Fernandino M. Simple and general correlation for heat transfer during flow condensation inside plain pipes. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2018. No 122. P. 290-305.

5. Wang L., Jiao P., Dang C., Hihara E., Dai B. Condensation heat and mass transfer characteristics of low GWP zeotropic refrigerant mixture R1234yf/R32 inside a horizontal smooth tube: An experimental study and non-equilibrium film model development. *Int. J. Therm. Sci.* 2021. No 170. 107090.

6. 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. *Int. J. Refrig.* 2018. No 90. P. 238-248.

7. Bashar M. K., Nakamura K., Kariya K., Miyara A. Condensation heat transfer of R1234yf in a small diameter smooth and microfin tube and development of correlation. *Int. J. Refrig.* 2020. No 120. P. 331-339.

8. Ananiev E. P., Boyko L. D., Kruzhilin G. N. Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube. *Int. Heat Transf. Conf.* August 1961. Colorado. Part 2. P. 290-295.

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

10. Marchant J. H. An electrical-resistance method of determining the mean surface temperature of tubes. *J. Appl. Mech.* 1937. Vol. 4, No. 1. P. 34-37.

11. 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. No 24(1). P. 73-87.

12. Ghim G., Lee J. Condensation heat transfer of low GWP ORC working fluids in a horizontal smooth tube. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2017. Vol. 104. P. 718-728.

13. 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. No 34(7). P. 628-635.

14. 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. No 131(2). P. 021501.

15. Ferreira C. I., Newell T. A., Chato J. C., Nan X. R404A condensing under forced flow conditions inside smooth, microfin and cross-hatched horizontal tubes. *International journal of refrigeration*. 2003. No 26(4). P. 433-441.

16. Suliman R., Liebenberg L., Meyer J. P. Improved Flow Pattern Map for Accurate Prediction of the Heat Transfer Coefficients During Condensation of R-134a in Smooth Horizontal Tubes and Within the Low-Mass Flux Range. *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 2009. No 52(25-26). P. 5701-5711.

17. 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. No 51(3) P. 485-496.

18. Kwon J. T., Ahn Y. C., Kim H. M. A modeling of in-tube condensation heat transfer for a turbulent annular film flow with liquid entrainment. *International Journal of Multiphase Flow*. 2001. No 27(5). P. 911-928.

19. Liu N., Li M., Sun J., Wang H. S. Heat transfer and pressure drop during condensation of R152a in circular and square microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2013. No 47. P. 60-67.

20. Del Col D., Bortolin S., Bortolato M., Rossetto L. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop with Propane in a Minichannel, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2012. 2572. P. 1-8.

21. Matkovic M., Cavallini A., Del Col D., Rossetto L. Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009. No 52(9-1). P. 2311-2323.

References

1. Shah M. M. General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: Further development and verification. *ASHRAE Trans*. 2013. No 119. P. 3-11.

2. Agarwal R., Hrnjak P. S. Condensation in two phase and desuperheating zone for R1234ze(E), R134a and R32 in horizontal smooth tubes. *Int. J. Refrig*. 2015. No 50. P. 172-183.

3. Macdonald M., Garimella S. Hydrocarbon condensation in horizontal smooth tubes: Part II —

Heat transfer coefficient and pressure drop modeling. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2016. No 93. P. 1248-1261.

4. Dorao C. A., Fernandino M. Simple and general correlation for heat transfer during flow condensation inside plain pipes. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2018. No 122. P. 290-305.

5. Wang L., Jiao P., Dang C., Hihara E., Dai B. Condensation heat and mass transfer characteristics of low GWP zeotropic refrigerant mixture R1234yf/R32 inside a horizontal smooth tube: An experimental study and non-equilibrium film model development. *Int. J. Therm. Sci*. 2021. No 170. 107090.

6. 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. *Int. J. Refrig*. 2018. No 90. P. 238-248.

7. Bashar M. K., Nakamura K., Kariya K., Miyara A. Condensation heat transfer of R1234yf in a small diameter smooth and microfin tube and development of correlation. *Int. J. Refrig*. 2020. No 120. P. 331-339.

8. Ananiev E. P., Boyko L. D., Kruzhilin G. N. Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube. *Int. Heat Transf. Conf*. August 1961. Colorado. Part 2. P. 290-295.

9. Boyko L. D. Heat transfer during vapor condensation inside tubes (in Russian). *Heat Transfer in the Elements of Power Plants*. 1966. P. 197-212.

10. Marchant J. H. An electrical-resistance method of determining the mean surface temperature of tubes. *J. Appl. Mech*. 1937. Vol. 4, No. 1. P. 34-37.

11. 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. No 24(1). P. 73-87.

12. Ghim G., Lee J. Condensation heat transfer of low GWP ORC working fluids in a horizontal smooth tube. *Int. J. Heat Mass Transf*. 2017. Vol. 104. P. 718-728.

13. 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. No 34(7). P. 628-635.

14. 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. No 131(2). P. 021501.

15. Ferreira C. I., Newell T. A., Chato J. C., Nan X. R404A condensing under forced flow conditions inside smooth, microfin and cross-hatched horizontal tubes. *International journal of refrigeration*. 2003. No 26(4). P. 433-441.
16. Suliman R., Liebenberg L., Meyer J. P. Improved Flow Pattern Map for Accurate Prediction of the Heat Transfer Coefficients During Condensation of R-134a in Smooth Horizontal Tubes and Within the Low-Mass Flux Range. *Int. J. Heat and Mass Transfer*. 2009. No 52(25-26). P. 5701-5711.
17. 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. No 51(3) P. 485-496.
18. Kwon J. T., Ahn Y. C., Kim H. M. A modeling of in-tube condensation heat transfer for a turbulent annular film flow with liquid entrainment. *International Journal of Multiphase Flow*. 2001. No 27(5). P. 911-928.
19. Liu N., Li M., Sun J., Wang H. S. Heat transfer and pressure drop during condensation of R152a in circular and square microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2013. No 47. P. 60-67.
20. Del Col D., Bortolin S., Bortolato M., Rossetto L. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop with Propane in a Minichannel, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. 2012. 2572. P. 1-8.
21. Matkovic M., Cavallini A., Del Col D., Rossetto L. Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009. No 52(9-1). P. 2311-2323.

Надійшла до редакції 15.10.2022