

Боянівський В.П.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ТЕПЛООБМІН ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ВОДЯНОЇ ПАРИ ВСЕРЕДИНИ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ПЛІВКОВИХ ВИПАРНИКІВ ІЗ ГЛАДКИМИ ТРУБАМИ

Горизонтально-плівкові випарники в якості основного теплообмінного обладнання мають широке застосування у холодильній техніці, теплових насосних установках, системах кондиціонування, підігрівниках енергетичних систем, випарниках термічних опріснювальних установок тощо.

Економічні та екологічні міркування продовжують стимулювати великий інтерес дослідників до підвищення ефективності енергетичних систем. У багатьох випадках це досягається за рахунок підвищення продуктивності теплообмінників. Для ефективного проектування плівкових випарників із спадаючою плівкою необхідні точні моделі розрахунків коефіцієнтів теплопередачі зі сторони гріючого середовища і рідини, що охолоджує. Неточність розрахунку може призвести до збільшення капітальних затрат на виробництво через збільшення габаритів апарату і як наслідок теплообмінник працюватиме в неоптимальних робочих параметрах.

У другій половині минулого століття в літературі були запропоновані численні моделі для прогнозування локальних коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації чистої насиченої пари всередині горизонтальних труб. Ці методи були лише частково успішними через обмеженість використовуваних баз даних та використання поганих або спрощених критеріїв переходу між режимами течії потоку.

Дана робота присвячена експериментальному дослідженню конденсації водяної пари всередині гладкої горизонтальної труби $d_{\text{вн}} = 16$ мм в діапазоні параметрів величин: швидкість пари на вході в трубу $w_{\text{вх}} = 16\text{--}64$ м/с, масовий паровміст $x = 0,02\text{--}1,0$, густина теплового потоку $q = 3,8\text{--}253$ кВт/м².

В статті проаналізовані наявні теоретичні, напівемпіричні та експериментальні моделі розрахунку теплообміну при конденсації водяної пари всередині горизонтальних труб.

Основними причинами розбіжності розрахункових кореляцій із експериментальними даними є: не показано вплив на теплообмін густини теплового потоку, масового паровмісту, швидкості парової фази; середні коефіцієнти тепловіддачі вимірювались по довжині труби при одночасному існуванні різних режимів течії; не враховувалося яка частина труби зайнята струмком конденсату. В області масового паровмісту $0 < x < 1,0$ розрахункові залежності для визначення середніх коефіцієнтів тепловіддачі побудовані без врахування зміни режиму течії двухфазного потоку по довжині і периметру труби.

Відмічена відсутність достатньої кількості експериментальних досліджень при тиску $P < 0,1$ МПа для області конденсації за умови співставного впливу сили тяжіння і сили тертя.

Ключові слова: водяна пара, плівкова конденсація, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі, міжфазне тертя, режим течії, горизонтальна труба.

Постановка проблеми. Опріснення морської води стає все більш популярним для виробництва питної води в усьому світі, оскільки багато прибережних муніципалітетів і комунальних підприємств шукають надійні та захищені від посухи джерела нового місцевого водопостачання. За даними Міжнародної асоціації з опріснення, у червні 2018 року в усьому світі працювало понад 16 000 опріснювальних установок, які виробляли 87,5 мільйонів кубометрів води на добу та забезпечували водою 300 мільйонів людей [1].

Організація економічного співробітництва та розвитку (ОЕСР) передбачила, що до 2050 року доступність знизиться до 55%, а до кінця століття

40% населення світу житимуть у регіонах з нестачею води [2].

Вичерпний літературний огляд термічних методів опріснення можна знайти за посиланням [3]. Опріснення за допомогою багатоступеневого випаровування (MED) має суттєві переваги у порівнянні із іншими термічними методами опріснення. Такими перевагами є високий коефіцієнт теплопередачі, висока якість прісної води, можливість утилізувати низькопотенційну енергію [4]. Одним із основних елементів такої системи є горизонтально-трубний двухфазний теплообмінник (див. рис. 1). Теплообмінники характеризуються малими різницями температур,

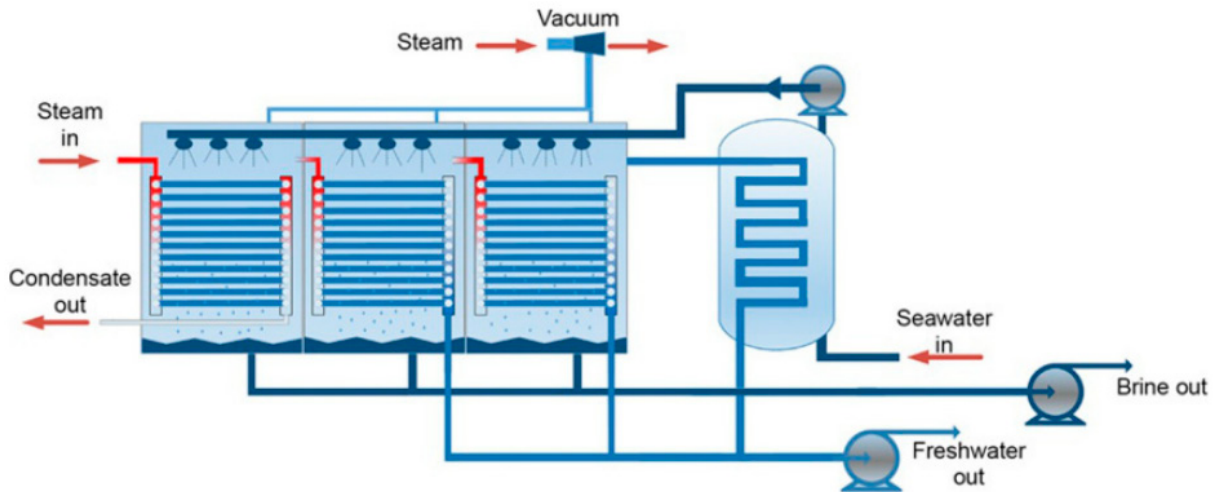


Рис. 1. Схематичне зображення процесу багатоступеневої дистиляції [5]

низьким гідравлічним опором і «чутливим» до змін термодинамічних параметрів робочим тілом. Відносно невеликі відхилення при розрахунку поверхні теплообміну можуть призвести до не виправданих економічних втрат.

Процеси теплообміну, що відбуваються в конденсаторах, істотно впливають на загальну енергоефективність зазначених систем.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Точне визначення коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації дуже важливо, особливо у випадках, коли значення тепловіддачі близьке до значень тепловіддачі зі сторони випаровування.

Одна [13] із перших робіт в якій наведені залежності для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при ламінарній течії плівки на вертикальній плоскій поверхні при наявності та відсутності міжфазного тертя.

Для випадку, коли на процес конденсації переважачий вплив має міжфазне тертя автори [15], [16] виконали теоретичні розрахунки коефіцієнтів тепловіддачі при турбулентній течії плівки конденсату.

В роботі [14] розробили напівемпіричну модель для розрахунку тепловіддачі при конденсації суміші пари і конденсату в трубі.

У 2015 р. Ріферт і Серєда опублікували оглядову статтю [11] про теоретичні та експериментальні дослідження конденсації в горизонтальних трубках. Серед іншого, тут цитуються численні оглядові публікації, хоча основна увага приділяється конденсації холодоагентів. У другій частині публікації [12] знову наведено кілька серій випробувань з водяною парою під атмосферним тиском.

В [6] показано (див. рис. 2), що експериментальні дані [7] при конденсації водяної пари для

ламінарної течії плівки конденсату мають розбіжність більше 100% у порівнянні із розрахунками за формулами із робіт [8–10].

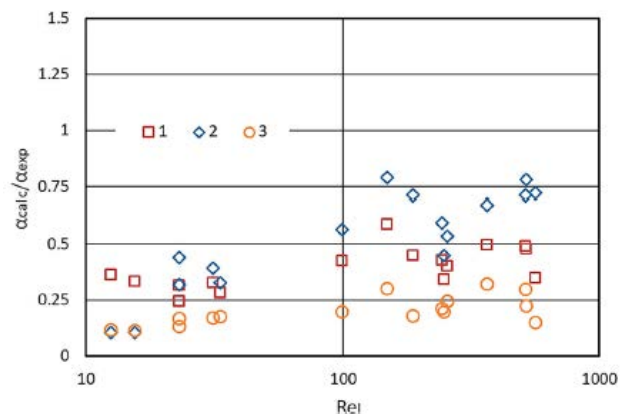


Рис. 2. Порівняння експериментальних даних [7] із залежностями із праць: 1 – [8], 2 – [9], 3 – [10]

В роботі автори [17] запропонували універсальну напівемпіричну модель для кільцевого і стратифікованого режиму течії водяної пари, фреонів, метану, ізобутану, вуглекислого газу всередині горизонтальних та вертикальних труб.

Варто додати до вище перерахованих робіт, що деякі дослідники працювали над конденсацією пари всередині гладких труб із врахуванням наявності неконденсованих газів [18], [19].

Автори [20] досліджували вплив наявності повітря на коефіцієнт тепловіддачі при конденсації та режим течії всередині гладкої горизонтальної труби. В експериментах розглянули вплив масової частки неконденсованих газів, витрату газової суміші і тиск на вході в трубу. Коефіцієнт тепловіддачі зменшувався із збільшенням частки

неконденсованих газів. В роботі запропонували дві залежності для визначення тепловіддачі у випадку стратифікованого і кільцевого режиму течії на основі модифікованого числа Фруда.

В роботі [21] запропонували модель розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації всередині горизонтальних, вертикальних і похилих трубах. Модель дійсна для діапазону внутрішніх діаметрів від 2 мм до 50 мм, числа Прандтля $Pr_f = 1-18$, критерія Рейнольдса $Re_f = 68-84827$, масового паровмісту від 0,01 до 0,99 і масові швидкості потоку в діапазоні 3–850 кг/(м²с). У висновках автори відмічають про необхідність проведення більшої кількості досліджень в області низьких тисків та для випадку конденсації парів металів.

Основними причинами розбіжності розрахункових кореляцій можуть бути наступні: середньо-інтегральні коефіцієнти тепловіддачі вимірювались по довжині труби при одночасному існуванні різних режимів течії; не враховувалося яка частина труби зайнята струмком конденсату. В області масового паровмісту $0 < x < 1,0$ розрахункові залежності для визначення середніх коефіцієнтів тепловіддачі побудовані без врахування зміни режиму течії двухфазного потоку по довжині і периметру труби. Не досліджений теплообмін в умовах співставного впливу сил тяжіння і міжфазного тертя потоку при $P < 0,1$ МПа.

Постановка завдання. Метою статті є представлення отриманих результатів експериментального дослідження локальних та середніх за периметром труби коефіцієнтів тепловіддачі у разі конденсації водяної пари при низьких тисках та установлення причин неточності методів розрахунку теплообміну та гідродинаміки за теоретичними, напівемпіричними та емпіричними моделями.

Виклад основного матеріалу дослідження. Об'єктом дослідження є процес теплообміну між двофазним потоком водяної пари і внутрішньою поверхнею стінки труби круглого перерізу.

Предмет дослідження: закономірності локальної та середньої тепловіддачі під час плівкової конденсації водяної пари всередині горизонтальної труби.

Для вивчення процесу використовували методу «товстої» стінки, який дозволяє дослідити вплив теплового потоку по довжині та периметру труби на локальні значення коефіцієнтів тепловіддачі. Більш детальну інформацію про метод дослідження можна дізнатися в [22].

Експериментальні дослідження конденсації водяної пари всередині горизонтальної трубки

були проведені на стенді, схема якого наведена на рис. 3. Принципово установка складається із двох контурів: парової системи і водяної оболонки для охолодження. Паровий контур є замкнутим і включає у себе: електропарогенератор 1, сепаратор – перегрівач 2, передвключену (задаючу) ділянку 3, робочу ділянку 4, пристрій для візуальних спостережень 5, кінцевий конденсатор 6, ресивер 8, конденсаційний насос 9, 10 – циркуляційний насос, 11, 12, 13, 14 – ротаметри, 15, 16 – об'ємні вимірювачі кількості конденсату; 17 – вакуумний насос.

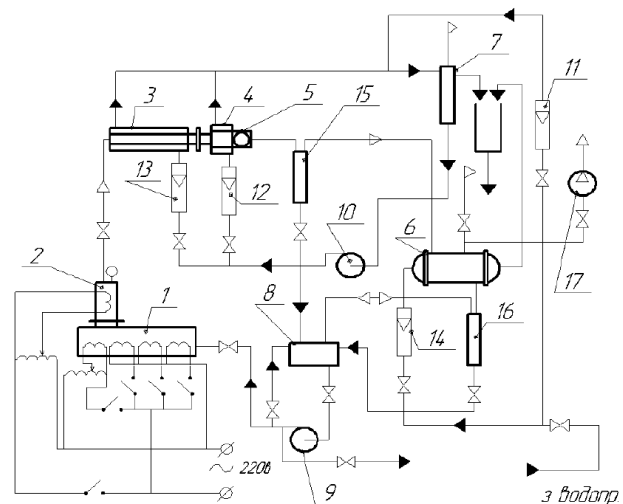


Рис. 3. Принципова схема експериментального стенду: 1 – електропарогенератор, 2 – сепаратор-перегрівач, 3 – задаюча ділянка, 4 – робоча ділянка, 5 – пристрій для візуальних спостережень, 6 – кінцевий конденсатор, 7 – змішувач, 8 – ресивер, 9 – конденсаційний насос, 10 – циркуляційний насос, 11, 12, 13, 14 – ротаметри, 15, 16 – об'ємні вимірювачі кількості конденсату, 17 – вакуумний насос

Матеріалом робочої секції є латунь, $\lambda=90$ Вт/(м·К). Під час проведення дослідів при вакуумі перевірялося натікання повітря в систему. У всіх дослідях натікання не перевищувало 0,05% від витрати пари.

Вимірювання температури здійснювали за допомогою хромель-копелевих термопар діаметром термоелектродів 0,1 мм. Для тарування термопар використали рідинний термостат перед закладенням термопар у відповідні точки вимірювання. Термопари закладалися в п'яти кутових координатах $\varphi=0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ та 180° (верхня частина труби). Витрати охолоджуючої води контролювали по ротаметрам типу РС-7. Об'ємним способом вимірювали витрати конденсату. За манометрами типу «МО» і барометром-анероїдом вимірювали атмосферний і барометричний тиски відповідно.

Основні параметри експерименту при дослідженні конденсації водяної пари в умовах вакууму

Речовина	G , кг/(м ² с)	Паровміст x	t_s , °C	q , кВт/м ²	w_v , м/с
Водяна пара	0,4–9,0	0,02–0,91	44–62	3,8–253,0	16–64

Досліди проводилися таким чином, щоб при незмінному значенні на досліджуваній ділянці конденсатору густини теплового потоку q , витраті конденсату в плівці і температурі насичення t_s змінювалася швидкість течії пари w_v . Стабільність заданих режимів визначалися по стабільності показань термопар, які вимірювали температури пари, стінки і охолоджувальної води, стабільності надлишкового і перепаду статичного тиску. Регулювання вакууму здійснювали шляхом дроселювання на лінії подачі вакуум-насоса. В процесі експериментальних досліджень основні параметри потоку змінювалися в межах представлених у таблиці 1.

Висновки. Дослідження конденсації водяної пари проводили при низьких тисках з температурою насичення в межах ($t_s = 44\text{--}62^\circ\text{C}$) в середині гладкої труби $d_{\text{вн}} = 16$ мм в діапазоні параметрів величин: швидкість пари на вході в трубу $w_{\text{вх}} = 16\text{--}64$ м/с, масовий паровміст $x = 0,02\text{--}1,0$, густина теплового потоку $q = 3,8\text{--}253$ кВт/м².

Детальний аналіз існуючих методів прогнозування дозволяє дійти наступних висновків, що основними причинами неточності методів розрахунку теплообміну та гідродинаміки є:

- в значній частині робіт дані представлені лише у вигляді залежності коефіцієнта тепловіддачі від паровмісту x або масової швидкості G , що не дозволяє оцінити вплив теплового потоку на тепловіддачу при конденсації;
- у більшості опублікованих наукових працях автори вимірювали середні за периметром гладкої труби коефіцієнти тепловіддачі, що не дозволяє проаналізувати в повній мірі впливу на теплообмін швидкості пари, питомої густини теплового потоку, натікання конденсату;
- за наявності впливу ефекту швидкості пари коректність методу прогнозування тепловіддачі залежить від точності визначення втрат тиску на тертя $(\Delta P/x)_f$ та об'ємного паровмісту ϵ .

Список літератури:

1. N. Voutchkov і G. Kaiser, Sustainable management of desalination plant concentrate-desalination industry position paper – energy and environment committee of the international desalination association (IDA) Presenter. 2019.
2. Programme mondial pour l'évaluation des ressources en eau, Ред., The United Nations world water development report 2014. Paris: UNESCO, 2014.
3. J. J. Feria-Díaz, M. C. López-Méndez, J. P. Rodríguez-Miranda, L. C. Sandoval-Herazo, і F. Correa-Mahecha, «Commercial Thermal Technologies for Desalination of Water from Renewable Energies: A State of the Art Review», Processes, вип. 9, вип. 2, с. 262, Січ 2021, doi: 10.3390/pr9020262.
4. J. Wang, X. Chen, T. Lu, X. Chen, S. Shen, B. Liu, «Three-dimensional film thickness distribution of horizontal tube falling film with column flow», Appl. Therm. Eng., с. 140–149, 2019.
5. H. Rabiee, K. R. Khalilpour, J. M. Betts, і N. Tapper, «Energy-Water Nexus: Renewable-Integrated Hybridized Desalination Systems», в Polygeneration with Polystorage for Chemical and Energy Hubs, Elsevier, 2019, с. 409–458. doi: 10.1016/B978-0-12-813306-4.00013-6.
6. Rifert, V., Sereda, V., Gorin, V. et al. Heat transfer during film condensation inside plain tubes. Review of experimental research. Heat Mass Transfer 56, 691–713 (2020). <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02744-5>
7. Rifert V, Zadiraka V (1978) Condensation of steam inside a smooth and profiled horizontal tube (in Russian). Teploenergetika Moscow 8:77–88
8. Thome J, El Hajal J, Cavallini A (2003) Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes. Int J Heat Mass Transf 46(18):3365–3387. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00140-6](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00140-6)
9. Cavallini A, Del Col D, Doretti L, Matkovic M, Rossetto L, Zilio C, Censi G (2006) Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design. Heat transfer eng 27(8):31–38. <https://doi.org/10.1080/01457630600793970>
10. Shah M (2009) An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes. Hvac&R Res 15(5):889–913. <https://doi.org/10.1080/10789669.2009.10390871>
11. Rifert V. R., Sereda V. V.: Condensation inside smooth horizontal tubes – Part 1. Survey of the methods of Heat-Exchange Prediction. Thermal Science 19 (2015) Nr. 5, S. 1769-1789
12. Rifert V. R., Sereda V. V., Barabash P. O., Gorin V. V.: Condensation inside smooth horizontal tubes – Part 2. Improvement of heat exchange prediction. Thermal Science 2016, Pages 45-45. doi:10.2298/TSCI140815045R
13. Nusselt W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. Zeitschrift VDI. 1916. Vol. 60. P. 541–546. 568–575.

14. Ananiev C. P., Boyko L. D., and Kruzhiilin C. N. Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube. *Int. Heat Transf. Conf.* August 1961. Colorado. Part 2, Pp. 290-295.
15. Bae S., Maulbetsch J., Rohsenow W. *Refrigerant Forced-Convection Condensation Inside Horizontal Tubes. Report No. DSR-79760-64.* Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1969. 121 p.
16. Traviss D., Baron A., Rohsenow W. *Forced-Convection Condensation Inside Tubes. Report No. DSR-72591-74.* Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, 1971. 105 p.
17. Rifert V. G. Substantiation and the range of application of a new method for heat transfer prediction in condensing inside plain tubes / V. G. Rifert, V. V. Gorin, P. A. Barabash, A. S. Solomakha, V. V. Sereda // *ENERGETIKA: Scientific Journal of the Lithuanian Academy of Sciences.* – 2018. – Vol. 64. – № 3. – P. 146–154.
18. T. Wu, K. Vierow, Local heat transfer measurements of steam/air mixtures in horizontal condenser tubes, *Int. J. Heat Mass Transf.* 49 (2006) 2491–2501.
19. G. Caruso, D. Vitale di Maio, A. Naviglio, Condensation heat transfer coefficient with non-condensable gases inside near horizontal tubes, *Desalination* 309 (2013) 247–253.
20. B. Ren, L. Zhang, H. Xu, J. Cao, Z. Tao, Experimental study on condensation of steam/air mixture in a horizontal tube, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 58 (2014) 145–155.
21. Camaraza-Medina, Y., Hernandez-Guerrero, A., Luviano-Ortiz, J. L., Mortensen-Carlson, K., Cruz-Fonticiella, O. M., & Garcia-Morales, O. F. (2019). New model for heat transfer calculation during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 128, 344–353. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.
22. Louahlija-Gualous H., Panday P.K., Artioukhine E. Inverse determination of the local heat transfer coefficients of nucleate boiling on a horizontal cylinder. *Journal of heat transfer, Transaction of the ASME.* 2003. № 125. P. 1087–1095.

Boianivskiy V.P. HEAT TRANSFER DURING WATER STEAM CONDENSATION INSIDE HORIZONTAL FILM EVAPORATORS WITH SMOOTH TUBES

Horizontal film evaporators as the main heat exchange equipment have been widely applied in refrigeration, heat pump installations, air conditioning systems, heaters of power systems, evaporators of thermal desalination plants, etc.

Economic and environmental considerations are still driving a great interest of scientists to improve the efficiency of the power systems. In many cases, this is achieved by increasing the capacity of heat exchangers. For the efficient development film evaporators need accurate models for calculating the heat transfer coefficients from the heating side of tube and the cooling fluid side. Inaccuracy of the calculation can lead to increase in capital costs for production due to the increase in the size of the apparatus and, as a result, the heat exchanger will operate in suboptimal operating parameters.

In the second half of the last century, numerous models were proposed in the literature to predict local heat transfer coefficients for the condensation of pure saturated steam inside horizontal tubes. These methods were only partially successful due to the limited databases used and the use of poor or simplified transition criteria between flow regimes.

This work is devoted to the experimental study of water steam condensation inside a smooth horizontal tube $d_{in} = 16$ mm in the range of parameters: steam velocity at the inlet to the tube $w_{in} = 16–64$ m/s, mass vapor fraction $x = 0,02–1,0$, heat flux density $q = 3,8–253$ kW/m².

In this article, we analyzed the available theoretical, semi-empirical, and experimental models for calculating heat transfer during water vapor condensation inside horizontal tubes.

The main reasons for the discrepancy between the calculated correlations and the experimental data are: the influence of heat flux density, mass vapor flux, and vapor phase velocity on heat transfer is not shown; the average heat transfer coefficients were measured along the length of the tube while different flow regimes existed; and the part of the tube occupied by the condensate flow was not taken into account. In the region of mass vapor $0 < x < 1,0$, the calculation dependencies for calculating the average heat transfer coefficients were developed without taking into account the change in the flow regime of the two-phase flow along the length and perimeter of the tube.

The absence of a sufficient number of experimental studies at a pressure of $P < 0,1$ MPa for the condensation region under the condition of a comparable influence of gravity and friction is noted.

Key words: water steam, film condensation, heat transfer, heat transfer coefficient, shear stress, flow regime, horizontal tube.