

## ПЛІВКОВА КОНДЕНСАЦІЯ УСЕРЕДИНИ ГЛАДКИХ ВЕРТИКАЛЬНИХ ТРУБ

<sup>1</sup>Одеська державна академія технічного регулювання та якості  
<sup>2</sup>НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

### Анотація

Представлено розрахунки тепловіддачі за емпіричними залежностями з роботи Шалбаєв, Ісаченко і Саломзода, які свідчать про добре узгодження дослідів під час конденсації багатьох робочих речовин із розрахунками за формулами цих авторів з урахуванням їх граничних величин.

**Ключові слова:** теплообмін, конденсація у середині труб, гладка труба

### Abstract

Calculations of heat transfer based on empirical dependences on the work of Shalbaev, Isachenko and Salomzoda are presented, which testify to good coordination of experiments during condensation of many working substances with calculations according to the formulas of these author sincase of observance of their limit values.

**Keywords:** heat transfer, condensation inside tube, smooth tube

### Вступ

Значний інтерес щодо вивчення процесів теплообміну під час конденсації усередині вертикальних труб є достатньо актуальним у зв'язку з необхідністю уточнення методів розрахунку (конструювання) різних за призначенням теплообмінників (конденсатори холодильних машин і систем кондиціонування, вертикально-трубні теплообмінні апарати різного ступеню застосування, теплові труби тощо). За наявності великої кількості досліджень стосовно плівкової конденсації у середині вертикальних труб, існує велика потреба в новій інформації щодо зазначених процесів.

### Результати досліджень

Поряд із теоретичними і напівемпіричними моделями розрахунку теплообміну існує багато емпіричних методів розрахунку теплообміну.

Так, у роботі Шалбаєв, Ісаченко і Саломзода [1] виконані вимірювання квазілокальних коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації водяної пари, що рухається зверху вниз, у середині вертикального кільцевого каналу ( $D_o/d_i = 32,5/20$  мм) при наступних режимних параметрах процесу: тиск пари  $p=0,1 - 0,35$  МПа, густина теплового потоку  $q=0,3 - 5 \cdot 10^5$  кг/м<sup>2</sup>, швидкість пари на вході у канал  $w_l=4 - 70$  м/с, об'ємний паровміст  $\varepsilon = 0 - 0,72$ .

У праці [1] авторами наводиться класифікація шести режимів під час плівкової конденсації, у залежності від співвідношення напруги межфазного тертя  $\tau_w$  і сил тяжіння  $\tau_g$ :

- ламінарна течія плівки при переважному впливі сил тяжіння ( $\tau_w \ll \rho_l g \delta$ );
- ламінарна течія плівки при співмірному впливі сил тяжіння і міжфазного тертя ( $\tau_w \approx \rho_l g \delta$ );
- ламінарна течія плівки при переважному впливі сил між фазного тертя ( $\tau_w \gg \rho_l g \delta$ );
- турбулентна течія плівки при переважному впливі сил тяжіння ( $\tau_w \ll \rho_l g \delta$ );
- турбулентна течія плівки при співмірному впливі сил тяжіння і міжфазного тертя ( $\tau_w \approx \rho_l g \delta$ );
- турбулентна течія плівки при переважному впливі сил між фазного тертя ( $\tau_w \gg \rho_l g \delta$ ).

Для кожного з цих режимів, на основі отриманих експериментальних даних, автори роботи пропонують свої розрахункові залежності або залежності інших авторів, які коректно узагальнюють отримані дані.

Так наприклад, при ламінарній течії плівки за переважним впливом сил тяжіння у області  $Fr_x \leq 10^3$  (вхід пари в канал) і  $Re_{lx} \leq 200$  розрахунок локальної тепловіддачі пропонується обчислювати за відомому рівнянню [2] виду:

$$Nu_x = c Re_{lx}^n Fr_x^m Pr_l^k, \quad (1)$$

де

$$Nu_x = \frac{\alpha_x}{\lambda_l} \left( \frac{v_l}{g} \right)^{1/3}; \quad Fr_x = \frac{\rho_v \bar{w}_{vx}^2}{\rho_l^2 (v_l^2 g)^{2/3}}; \quad Re_{lx} = \bar{q}_c x / r \mu_l; \quad Pr_l = \mu_l c_{pl} / \lambda_l$$

Із рішення Нуссельта для нерухомого пара ( $m=k=0$ ) випливає, що локальний коефіцієнт тепловіддачі описується формулою:

$$Nu_x = 0,63 Re_{lx}^{-1/3} \quad (2)$$

З урахуванням хвильової поправки  $\epsilon_v = 0,63 Re_{lx}^{0,04}$ :

$$Nu_x = 0,69 Re_{lx}^{-0,28} \quad (3)$$

Тепловіддача у цьому випадку не залежить від швидкості пари ( $\alpha \sim w_v^0$ ).

Дослідні дані авторів в області  $Fr_x \leq 10^3$  і  $Re_{lx} > 200$  (турбулентна течія плівки у разі переважного впливу сил тяжіння) у своїй більшості розраховуються за кореляцією:

$$Nu_x = 0,325 Re_{lx}^{0,25} Pr_l^{0,5} \quad (4)$$

тобто у даній області тепловіддача також розраховується за залежністю (1) за умови прийняття у ньому  $c=0,0325$ ,  $n=0,25$ ,  $m=0$ ,  $k=0,5$ .

У режимі ламінарної течії плівки при переважному впливу сил міжфазного тертя (область  $Fr_x \geq 10^4$ ,  $Re_{lx} < 200$ ), автори також пропонують використовувати рівняння (1), приймаючи наступні значення показників ступенів  $c=0,0218$ ,  $n=-0,28$ ,  $m=0,5$  і  $k=0,5$ :

$$Nu_x = 0,0218 Re_{lx}^{-0,28} Fr_x^{0,5} Pr_l^{0,5} \quad (5)$$

З рівняння видно, що у режимі, який розглядається, тепловіддача не залежить від сил тяжіння ( $\alpha \sim g^0$ ), і також лінійно залежить від швидкості пари ( $\alpha \sim w_v$ ).

На основі експериментальних даних, що відповідають режиму турбулентної течії плівки при переважному впливі міжфазного тертя ( $Fr_x \geq 10^4$ ,  $Re_{lx} > 200$ ) автори, використовуючи ту ж саму залежність (1) і приймаючи у ній  $c=0,0125$ ,  $n=-0,17$ ,  $m=0,5$  і  $k=0,5$  (рис. 1), запропонували рівняння щодо розрахунку локальної тепловіддачі

$$Nu_x = 0,0125 Re_{lx}^{-0,17} Fr_x^{0,5} Pr_l^{0,5} \quad (6)$$

При ламінарному (область  $10^3 \leq Fr_x \leq 10^4$ ,  $Re_{lx} \leq 200$ ) і турбулентному (рис. 2) (область  $1,5 \cdot 10^3 \leq Fr_x \leq 10^4$ ,  $Re_{lx} \geq 200$ ) режимах течії плівки, при співмірному впливу сил тяжіння і міжфазного тертя, у роботі запропоновано відповідно такі залежності:

$$Nu_x = 0,0356 Re_{lx}^{-1/3} Fr_x^{0,46} Pr_l^{0,5} \quad (7)$$

$$Nu_x = 0,0059 Fr_x^{0,46} Pr_l^{0,5} \quad (8)$$

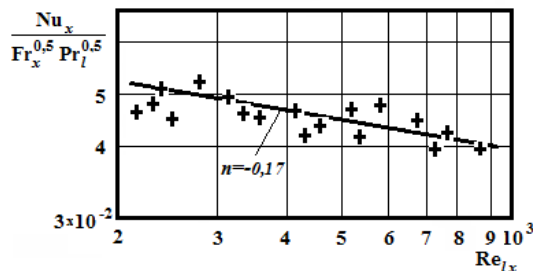


Рис. 1. Дослідні дані при  $\tau_w \gg \rho g \delta$  [1]

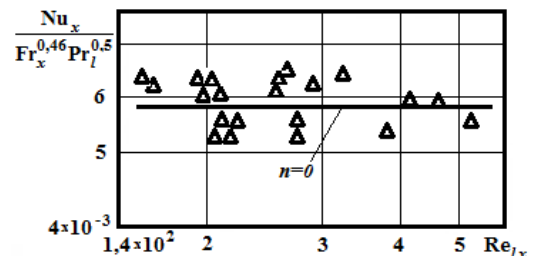


Рис. 2. Дослідні дані при  $\tau_w \approx \rho g \delta$  [1]

Автори роботи [1] для розрахунку локальної тепловіддачі узагальнили власні експериментальні дані, як показано на рис. 1 і 2, у безрозмірному виді у вигляді залежності  $Nu = (Fr_l, Pr_l, Re_l)$ , тобто залежності, яка є близькою до результатів теорії плівкової конденсації у разі наявності впливу швидкості пари з роботи Даклер [3]. Слід додати, що з аналізу рис. 1 і 2 роботи неможливо оцінити режими течії фаз і, відповідно, порівняти ці дані з розрахунком за іншими залежностями.

Ураховуючи наведене вище, нами виконано порівняльний аналіз результатів робіт Боришанського [4] і Трепутнева [5] у разі конденсації водяної пари у середині вертикальних труб із розрахунком за формулами [1]. Результати аналізу наведені на рис. 3 і рис. 4 відповідно.

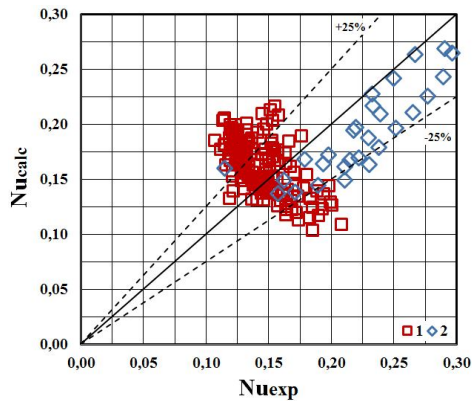


Рис. 3. Порівняння дослідних даних Боришанський [4] з розрахунком за: 1 - (4), 2 - (8)

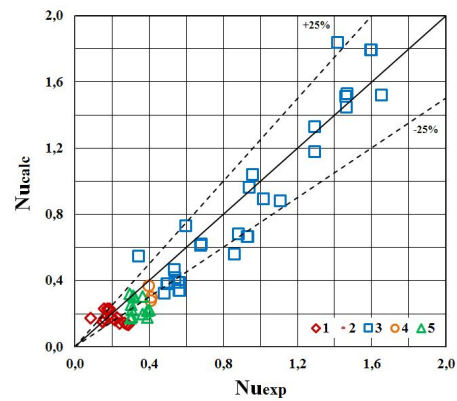


Рис. 4. Порівняння дослідних даних Трепутнев [5] з розрахунком за: 1 - (4); 2 - (5); 3 - (6); 4 - (7); 5 - (8)

Як зазначалося вище, автори роботи для розрахунку локальної тепловіддачі узагальнили власні експериментальні дані у вигляді залежності  $Nu = (Fr_l, Pr_l, Re_l)$ , тобто залежності, яка є близькою до результатів теорії плівкової конденсації у разі наявності впливу швидкості пари з роботи Даклер [3].

На підставі того, що теорія носить універсальний характер, нами проведено обчислення тепловіддачі за формулами з роботи [1] експериментальних даних відомих авторів по конденсації різних робочих речовин у середині горизонтальних труб, а саме: фреонів R22, R134a, R32, R410A (Cavallinietal [6]), гідро карбонів (пропан (R290), ізобутан (R600a), пропілен (R1270), диметилетил (DME), фреону R22 (Parketal [7]), діоксиду вуглецю (Kimetal [8]), нових холодоагентів R245fa, NOVEC649 iHFE-7000 (Ghim, Lee [9]) та водяної пари (Бойко [10]). Порівняльні результати обчислень за формулами з праці [1] із експериментальними даними різних авторів наведено на рис. 5 - 8. Слід додати, що усі експериментальні дані зазначених авторів були відібрані у відповідності до меж застосування відповідної формули з роботи [1].

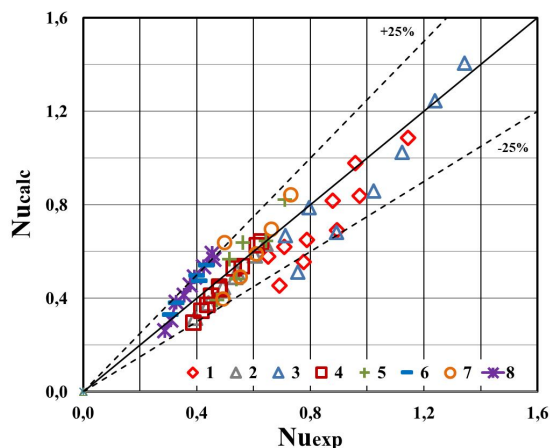


Рис. 5. Порівняння дослідних даних Cavallinietal.[6] з розрахунком за: (6): 1 - R22, 3 - R134a, 5 - R32, 7 - R410A; за (8): 2 - R22, 5 - R134a, 6 - R32, 8 - R410A

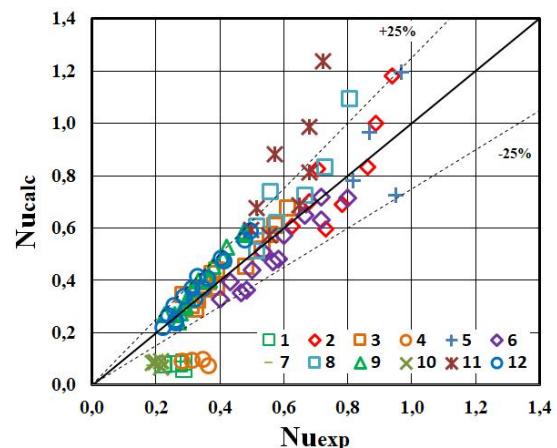


Рис. 6. Порівняння дослідних даних Parketal.[7] та Kimetal.[8] з розрахунком за (3): 1 - R290, 4 - R600a, 7 - R1270, 10 - DME; за (6): 2 - R290, 5 - R600a, 8 - R1270, 11 - DME; а (8): 3 - R290, 6 - R600a, 9 - R1270, 12 - DME

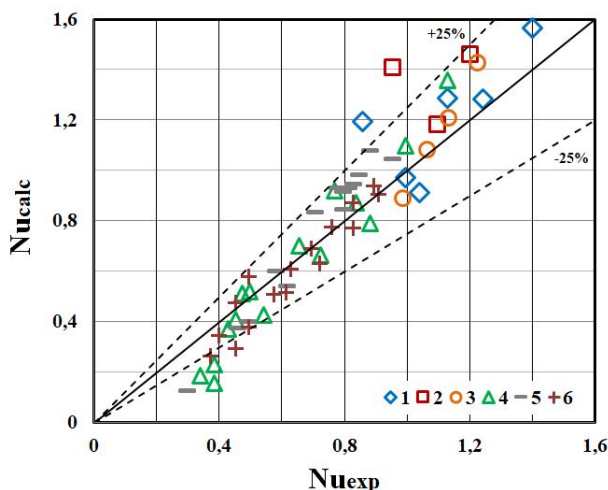


Рис. 7. Порівняння дослідних даних Ghim, Lee[9] з розрахунком за (6): 1 - R245fa; 2 - NOVEC649; 3 – HFE7000; за(8): 4 - R245fa; 5 - NOVEC649; 6 – HFE-7000

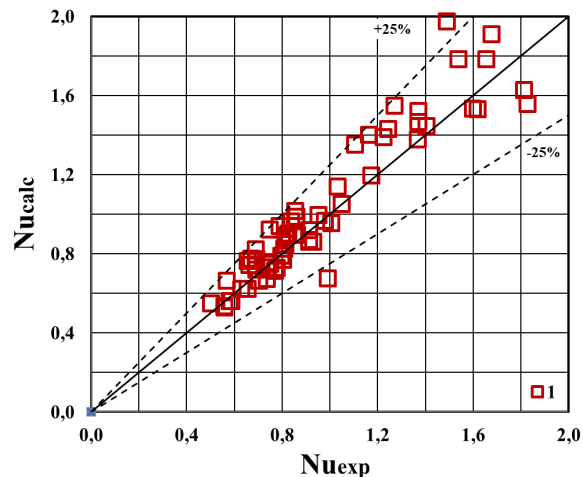


Рис. 8. Порівняння дослідних даних Бойко [10] з розрахунком за (6) для водяної пари

Аналіз рис. 5 – 8 свідчить, що майже для всіх розрахунків найкращу збіжність з експериментальними даними (похибка у межах  $\pm 25\%$ ) дають формули (6) для області турбулентної течії плівки при переважному впливі сил тяжіння і (8) для області турбулентної течії плівки при співмірному впливі сил тяжіння і міжфазного тертя з роботи [1].

### Висновки

1. Проведено розрахунки тепловіддачі за емпіричними залежностями з роботи Шалбаєв, Ісаченко і Саломзода [1], які демонструють найкращу збіжність з експериментами багатьох авторів під час конденсації багатьох робочих речовин із розрахунками за залежностями для області турбулентної течії плівки при переважному впливі сил тяжіння області турбулентної течії плівки при співмірному впливі сил тяжіння і міжфазного тертя.

2. Для інженерної практики може бути рекомендовано застосування формул (6) і (8) з праці [1] для розрахунку тепловіддачі під час конденсації водяної пари, фреонів R22, R134a, R32, R410A, природних вуглеводнів R290, R600a, R1270 та спеціалізованої речовини HFE-7000 не тільки для вертикальних труб, а і для горизонтальних труб. При цьому необхідно урахувати межі застосування граничних величин відповідної формули.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Шалбаєв К. К., Ісаченко В. П., Саломзода Ф. Теплоотдача при пленочной конденсации на внешней поверхности труб, омываемых нисходящим потоком пара. Теплоэнергетика. 1982. No. 12. С. 63–66.
2. Nusselt, W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, Zeitschrift VDI, 60 (1916), pp. 541-546, 568-575.
3. Dukler, A.E. Fluid mechanics and heat transfer in vertical falling film systems, Chemical Engineering Progress Symposium Series 30 (1960) 1-10.
4. Боришанский В. М., Волков Д. И., Иващенко Н. И., Кректунов О. П., Борков А. П., Макарова Г. А., Алексеев. Теплоотдача при конденсации пара внутри вертикальных труб и змеевиков. Тр. ЦКТИ. 1975. Вып. 131. С. 122–138.
5. Трепутнев В. В. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при конденсации водяного пара в гладких и профилированных трубах. Дис. ... канд. техн. наук, Москва: Гос. иссл. энерг. ин-т им. Г. М. Кржижановского, 1979.
6. Cavallini A., Del Col D., Censi G., Doretti L. et al. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. Int. J. Refrig. 2001. Vol. 24, No. 1. pp. 73–87.
7. Park K. J., Jung D., and Seo T. Flow condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants and dimethyl ether inside a horizontal plain tube. J. Multiphase Flow. 2008. V. 34, No. 7. pp. 628–635.
8. Kim Y. J., Jang J., Hrnjak P. S., and Kim M. S. Condensation heat transfer of carbon dioxide inside horizontal smooth and microfin tubes at low temperature. J. Heat transf. ASME. 2009. Vol. 131, No. 2. pp. 021501.
9. Ghim G. and Lee J. Condensation heat transfer of low GWP ORC working fluids in a horizontal smooth tube. Int. J. Heat Mass Transf. 2017. Vol. 104. pp. 718–728.
10. Ananiev E. P., Boyko L. D., and Kruzhillin G. 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.

**Горін Вадим Вікторович** – канд. техн. наук, ст. наук. співробітник кафедри метрології та метрологічного забезпечення, Одеська державна академія технічного регулювання та якості, Одеса, e-mail: gorin53@ukr.net

**Серєда Володимир Володимирович** - канд. техн. наук, доцент кафедри теоретичної та промислової теплотехніки, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ

**Gorin Vadim V.** – Cand. Sc. (Eng), Senior Researcher of the Department of Metrology and Metrological Support, Odessa State Academy of Technical Regulation and Quality, Odessa, e-mail: gorin53@ukr.net

**Sereda Volodymir V.** - Cand. Sc. (Eng), Associate Professor of the Department of Theoretical and Industrial Heat Engineering, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv