

УДК 536.423.4

В.В. Горін, к.т.н., с.н.с.  
Національний технічний університет України "КПІ"

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ ВИПАРНИКІВ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН НА ПРОЦЕСИ ТЕПЛООБМІНУ

Наведено результати дослідження теплообміну при пароутворенні хладона R22 всередині гладкої труби. Відзначено вплив початкової теплової ділянки на теплообмін при збільшенні масової швидкості. Зроблено порівняння одержаних експериментальних даних з розрахунковими залежностями інших авторів. Запропоновано розраховувати середню тепловіддачу з врахуванням початкової теплової ділянки.

### Вступ

Теплообмін при кипінні хладона R22 всередині горизонтальних труб знаходить широке застосування у багатьох галузях промисловості. Випарники холодильних машин з кипінням хладона всередині труб являють собою конструкцію значної металомісткості і коштовності. Тому проблема раціонального проектування хладонових випарників сьогодні дуже актуальна.

Методики теплового розрахунку, які зараз використовуються, не повною мірою задовольняють пред'явленим до них вимогам, тому що вони не враховують деякі фізичні процеси, які протікають при випаровуванні рідини. Однією з цих причин такого положення є недостатнє вивчення ряду процесів, і в першу чергу, впливу початкової теплової ділянки на теплообмін при випаровуванні хладона.

У даній роботі наведені дослідження теплообміну при пароутворенні хладона R22 у гладкій горизонтальній трубі довжиною 1.1 м і внутрішнім діаметром 17 мм. Дослідження проведені при температурі насичення хладона  $T = 286.9\text{--}296.4$  К, густині теплового потоку  $q = 5\text{--}15$  кВт/м<sup>2</sup>, масовій швидкості  $m = 92\text{--}450$  кг/м<sup>2</sup>с і локальному значенні масового паровмісту  $x = 0.04\text{--}0.64$ .

Результати дослідження теплообміну при пароутворенні хладона R22 у гладкій трубі наведені в порівнянні з даними робіт Хіхари [1], Кандлікара [2] та Стайнера [3].

### 1. Експериментальна установка та методика проведення досліджень

Принципова схема експериментального степда наведена на рис. 1. Установка складалась з робочого контуру, контуру охолодження, електричного пульта управління, системи аварійного відключення електроживлення, системи збору й опрацювання інформації.

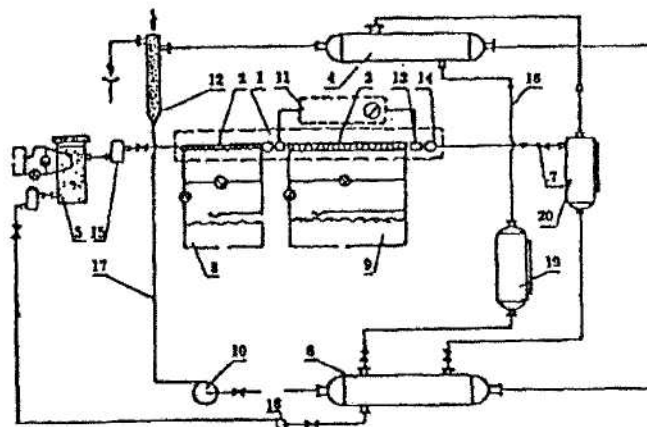


Рис. 1. Схема експериментальної установки

Робочий контур містив у собі дослідний випарник (1), відділювач рідини (20), мірник (19), конденсатор (4), підігрівач (5), ресивер-охолоджувач рідкого фреону (6), насос (7).

Дослідний випарник складався з передвипарника (20), дослідної ділянки (3), двох ділянок відбору тиску (13) і двох ділянок візуалізації потоку (14). У передвипарнику задавалися потік потрібного паровмісту і необхідної температури насичення хладона.

Хладон R22 подавався насосом з ресивера-охолоджувача рідини (6) в електричний підігрівач (5), що мав циліндричну форму і був обладнаний двома електричними нагрівальними елементами. Температури до та після підігрівача вимірювалися термометрами.

З підігрівача рідкий хладон подавався в дослідний випарник (1), потім хладон надходив у відділювач рідини (20), з якого рідина стікала до ресивера (6), а пара надходила у конденсатор (4) і з нього, сконденсувавшись, через мірник (19) стікала в ресивер, де хладон переохолоджувався на 8...10 °С нижче температури насичення. Як ресивер використовувався теплообмінник, всередині труб якого протікала холодна вода, яка подавалася насосом (10) з водяної мережі.

Дослідна ділянка являла собою мідну трубу, на яку був нанесений електроізоляційний матеріал – слюда. На шар слюди укладався витками, у керамічних ізоляторах, ніхромовий дріт. На нагрівач був намотаний шар теплоізоляції для запобігання втрат тепла.

За дослідну поверхню використовувалась гладка мідна труба.

Температура поверхні труби вимірювалась дев'ятьма хромель-копелевими термометрами, які розташовувалися в трьох перерізах вздовж труби.

Середній за периметром труби коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  визначався за залежністю:

$$\alpha = \frac{q_{en}}{T_{ст} - T_n}$$

де  $q_{en}$  – густина теплового потоку, яка віднесена до внутрішньої поверхні.

### 2. Теплообмін при випарюванні хладона R22 всередині гладкої труби

Спостереження за режимом течії фаз на виході з труби показали, що при малих значеннях густини теплового потоку  $q$ , масової швидкості  $m$  та паровмісту  $x$  спостерігається розшарований режим течії фаз. При збільшенні  $m$  і  $q$  для всіх  $x$  починається хвильовий режим. Із збільшенням густини теплового потоку і паровмісту, внаслідок зростання швидкості парового потоку і кількості пари, зростає віднесення рідини з парою. Це сприяє поліпшенню змочування рідиною верхньої частини труби, навіть у режимах розшарованої та хвильової течії.

На рис. 2 наведені дані середніх, за кутовою координатою у кожному перерізі труби, коефіцієнтів тепловіддачі для різноманітних масових швидкостей  $m$  і густин теплового потоку  $q = 5 \text{ кВт/м}^2$ . При малих  $m$  тепловіддача мало змінюється вздовж труби. Для великих значень  $m$  і малих  $q$  спостерігається зменшення тепловіддачі уздовж труби, незважаючи на збільшення паровмісту. Ступінь зменшення тим вищий, чим вище  $m$  і менше  $q$ . Цей факт виявлений вперше і пояснюється наступним. При малих  $q$  основним механізмом переносу теплоти є конвекція. При цьому на початковій ділянці труби формується тепловий прикордонний шар, товщина якого зростає вздовж труби. Як відомо [4], це призводить до зниження тепловіддачі уздовж труби. З ростом густини теплового потоку збільшується частка теплоти, яка переноситься за рахунок пароутворення рідини біля стінки. Роль конвективної складової зменшується. Це призводить до зменшення ступеня падіння тепловіддачі уздовж труби для великих  $m$ .

Вплив масової швидкості  $m$  на тепловіддачу  $\alpha$  показано на рис. 3. Ступінь впливу  $m$  на  $\alpha$  зменшується з ростом густини теплового потоку. Збільшення з ростом  $q$  і ослаблення впливу  $m$  на тепловіддачу пояснюється зменшенням внеску в теплоперенос конвективної складової.

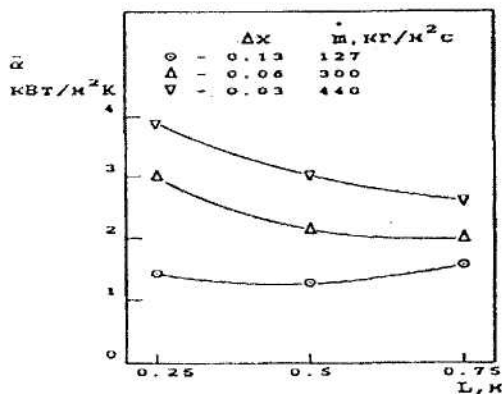


Рис. 2. Середні за периметром гладкої труби коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha = f(L)$  при  $q = 5 \text{ кВт/м}^2$

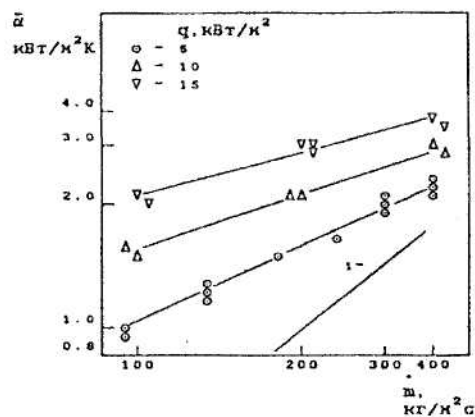


Рис. 3. Середні за периметром гладкої труби коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha = f(m)$  при  $x = 0,08-0,12$  (1 – однофазна течія рідини)

**3. Розрахунок тепловіддачі**

В області конвективного кипіння в [5] для розрахунку тепловіддачі надані такі залежності:

$$\alpha_{\partial\partial} / \alpha_{\partial\partial} = (1 - x)^{0,8} [1 + (2 / C_0)^{1,6}]^{0,5},$$

де

$$C_0 = [(1 - x) / x]^{0,8} (\rho_p / \rho_n)^{0,5} (0,004 / Fr_p)^{0,288},$$

$\alpha_{\partial\partial}$  – тепловіддача при однофазній течії рідини; визначається за відомою залежністю з [6].

Хіхара [1] запропонував універсальну методику розрахунку тепловіддачі  $\alpha_{\partial\partial}$  для всіх режимів кипіння:

$$\alpha_{\partial\partial} / \alpha_{\partial\partial} = C_1 (Bo10^4) + C_2 (1 / X_{\partial\partial})^{C_3},$$

де  $X_{\partial\partial}$  – параметр Мартинеллі:

$$X_{\partial\partial} = [(1 - x) / x]^{0,9} (\rho_p / \rho_n)^{0,5} (\mu_p / \mu_n)^{0,1} - [(1 - x) / x]^{0,9} (\rho_n / \rho_p)^{0,5} (\mu_n / \mu_p)^{0,1}.$$

Постійні  $C_1, C_2, C_3$  мають різні розміри для різних рідин. Наприклад, для хладона R22  $C_1 = 1.30, C_2 = 1.14, C_3 = 1.05$ .

Кандлікяр [2] запропонував для розрахунку тепловіддачі  $\alpha_{\partial\partial}$  визначати два розміри відносних коефіцієнтів тепловіддачі  $(\alpha_{\partial\partial} / \alpha_{\partial\partial})_{\text{куп}}$  і  $(\alpha_{\partial\partial} / \alpha_{\partial\partial})_{\text{конв}}$  за такими залежностями:

$$(\alpha_{\partial\partial} / \alpha_{\partial\partial})_{\text{куп}} = 0,6683 (\rho_p / \rho_n)^{0,1} x^{0,16} (1 - x)^{0,64} f_2(Fr_p) + 1058 Bo^{0,7} F_p (1 - x)^{0,8};$$

$$(\alpha_{\partial\partial} / \alpha_{\partial\partial})_{\text{конв}} = 1,136 (\rho_p / \rho_n)^{0,45} x^{0,72} (1 - x)^{0,08} f_2(Fr_p) + 667,2 Bo^{0,7} F_p (1 - x)^{0,8},$$

де  $F_p$  – параметр, що залежить від виду рідини; для хладона R22  $F_p = 2.20$ .

У цих залежностях тепловіддача для однофазного потоку визначається за залежністю з [7].

Стайнер [3] запропонував таку залежність для розрахунку тепловіддачі:

$$\alpha_{\partial\partial} = Cx^{0,45} (1 - x)^{0,1} p^{-0,4} (d_0 / d)^{0,8} c_p m, \tag{1}$$

де  $d_0 = 0.014$  мм.

Порівняння дослідних даних автора з розрахунковими залежностями інших авторів [1] – [3], [5], які досліджували кипіння хладона у гладких трубах, показано на рис. 4 і рис. 5.

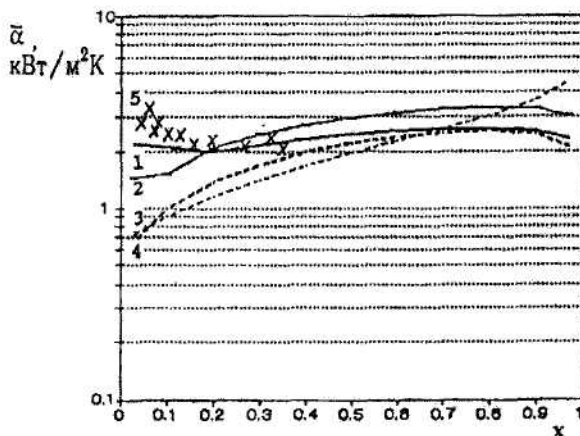


Рис. 4. Середні за периметром гладкої труби коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha = f(x)$  при  $q = 5$  кВт/м<sup>2</sup> та  $m = 300$  кг/м<sup>2</sup> с: 1 – Кандлікяр; 2 – Стайнер; 3 – Хіхара; 4 – VDI; 5 – дані автора

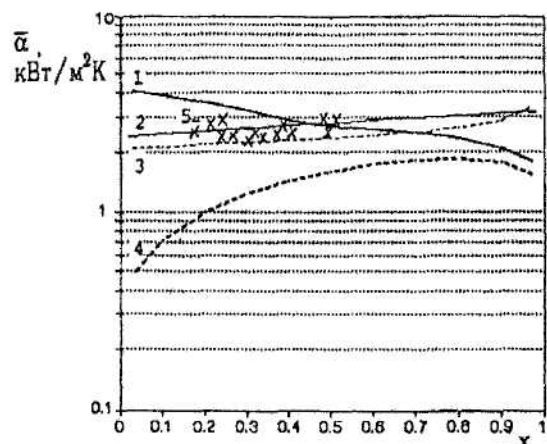


Рис. 5. Середні за периметром гладкої труби коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha = f(x)$  при  $q = 15$  кВт/м<sup>2</sup> та  $m = 200$  кг/м<sup>2</sup> с: 1 – Кандлікяр; 2 – Стайнер; 3 – Хіхара; 4 – VDI; 5 – дані автора

Формула Стайнера (1) краще передбачає вплив паровмісту  $x$  і масової швидкості  $m$  на середню тепловіддачу  $\alpha$ , і для її розрахунку пропонується у формулі Стайнера враховувати вплив початкової теплової дільниці поправкою  $\epsilon$ , що враховує вплив на теплообмін стабілізації профілю температури:

$$\alpha = \alpha_c \varepsilon, \quad (2)$$

де  $\alpha_c$  – середній за кутовою координатою, але локальний вздовж труби коефіцієнт тепловіддачі на ділянці стабілізованого теплообміну, який розраховується за формулою Стайнера (1).

Оскільки в дослідженнях автора отримано вплив масової швидкості  $m$  на відхилення експериментальних значень тепловіддачі від розрахункових для стабілізованого теплообміну, для розрахунку тепловіддачі на основі порівняння з експериментом була знайдена залежність, яка близька за формою до розрахункової залежності, що рекомендується у літературі [4], [7], [8]:

$$\varepsilon = 1 + 0,187(\text{Re Pr } d / x)^{0,07}. \quad (3)$$

### Висновки

1. При кипінні рідини в гладкій трубі виявлено вплив початкової теплової ділянки на тепловіддачу.
2. Середню тепловіддачу варто розраховувати за формулою (1) з урахуванням початкової ділянки.
3. Порівняння розрахункових коефіцієнтів тепловіддачі за (2) з урахуванням (3) мають задовільну збіжність із дослідними значеннями.

### ЛІТЕРАТУРА:

1. *Hihara E.* Forced convective boiling experiments of binary mixtures, Int. J. Jpn. Soc. Mechanical Engineering, 1989. – V. 32. – P. 98–106.
2. *Kandlikar S.G.* Flow boiling maps for water, R22 and R134a in the saturated region / Proc. of 9th Int. Conference of Heat Transfer, 1991. – P. 15–20.
3. *Steiner D., Ozawa M.* Flow boiling heat transfer in horizontal and vertical tubes / Proc. of 14th ICHMT Symposium, 1991. – P. 19–34.
4. *Жукаускас А.А., Шланцяускас А.А.* Теплоотдача в турбулентном потоке жидкости. – Вильнюс: Минтис, 1973. – 327 с.
5. *VDI-Warmeatlas.* Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. – 6 Auflage, 1991. – P. 33.
6. *Мухеев М.А., Мухеева И.М.* Основы теплопередачи. – Москва: Энергия, 1973. – 320 с.
7. *Petukhov B.S.* Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties, Advances in Heat Transfer, 1970. – Vol. 6. – P. 503–564.
8. *Воронцов Е.Г., Тананайко Ю.М.* Теплообмен в жидкостных пленках. – Киев: Техника, 1972. – 196 с.

ГОРІН Вадим Вікторович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник кафедри теоретичної і промислової теплотехніки Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

– питання тепломасообміну.

Тел./факс: (044) 241-86-19.

Тел. дом.: 565-94-88.

Подано 10.01.2003