

УДК 536.423.4

М.К. Безродний, М.Н.Голіяд,
П.О. Барабаш, А.І. Дейнеко

ВИЗНАЧЕННЯ ЛОКАЛЬНОЇ ПО ДОВЖИНІ ТЕПЛОВІДАЧІ ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ R407C В ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ТРУБІ

Вступ

Теплоносій R407C належить до холодильних агентів, які не мають негативного впливу на озоновий шар атмосфери. Публікації, в яких висвітлюються закономірності гідродинаміки і теплообміну при конденсації пари цього холодоагента в горизонтальних трубах у доступній літературі, досить обмежені [1, 2]. Тому експериментальне визначення локальних по довжині коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації пари R407C в таких трубах при різних режимах течії його фаз є актуальним. У запропонованій статті аналізуються дані з конденсації на початковій ділянці труби при турбулентному паровому ядрі і ламінарній плівці конденсату.

Холодоагент R407C, який є зеотропною сумішшю [3], був створений для заміни R22 з дуже близькими до нього теплофізичними властивостями (для визначення теплофізичних властивостей холодоагента ми використовували програмний пакет NIST REFPROP Ver. 6.01). Тут характерним є те, що експериментальні дані по коефіцієнту тепловіддачі при конденсації R407C, якщо його відносити до різниці насиченої і середньої температур ($t_n - \bar{t}_c$), за нашими дослідженнями та дослідженнями інших авторів [1–4] мають менші значення порівняно з даними для R22.

Постановка задачі

Метою статті є визначення підходів до розробки універсальної методики розрахунку тепловіддачі при конденсації одно- і багатокомпонентних (зеотропних) хладонів з використанням закономірностей для тепловіддачі при конденсації паро-газових сумішей, коли визначальне значення на процес має дифузія пари до поверхні конденсації через газовий прошарок.

Основні припущення для розрахунку масовіддачі

Для розгляду конденсації пари суміші R407C всередині горизонтальної гладкої труби на початковій її ділянці з турбулентним паровим ядром і ламінарною плівкою конденсату зробимо такі припущення.

1. Температура пари суміші має дорівнювати температурі парової фази кожного з трьох її компонентів.

2. Два компоненти пари суміші (R32 і R125) перебувають через свої теплофізичні властивості в перегрітому стані і при вказаних умовах не конденсуються і віддають незначну кількість теплоти плівці конденсату конвекцією, перешкоджаючи таким чином доступу парової фази компонента R134A, що конденсується, до внутрішньої поверхні труби і зменшуючи його парціальний тиск біля поверхні плівки.

3. Парціальний тиск R134A в ядрі парового потоку прирівнюється до його тиску насичення при температурі суміші, а відношення парціальних тисків пари R32 і R125, згідно з відношенням їх мольних часток (без врахування мольної частки R134A), дорівнює приблизно 2:1 (як рекомендується програмним пакетом NIST REFPROP Ver. 6.01 при сухості пари $x = 0$ і $x = 1$).

4. Вважається, що між процесами тепло- і масовіддачі виконується наближена аналогія (немає хімічних реакцій і значної дисипації кінетичної енергії та внутрішніх джерел теплоти; мало змінюються температура і тиск в ядрі потоку та його фізичні властивості). Процеси відбуваються в одній геометричній системі і задаються однакові граничні умови (зберігається постійна концентрація компонента на межі розподілу фаз і постійна температура стінки [5]).

5. Використовується узагальнююча залежність для тепловіддачі при конденсації пари R22 всередині горизонтальної труби на початковій її ділянці з турбулентним паровим ядром і ламінарною плівкою конденсату [6] для отримання (із врахуванням припущення про аналогію процесів) залежності для визначення коефіцієнта масовіддачі при конденсації пари R134A із зеотропної суміші R407C, яка набуває такого вигляду:

$$\frac{\beta}{D} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,36 C_f^{0,5} \left(\frac{\rho_n (\rho - \rho_n) W_n^2}{\rho^2 (vg)^{\frac{2}{3}}} \right)^{0,5} \left(\frac{4qz}{r\rho v} \right)^{-0,5}, \quad (1)$$

де β – коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці концентрацій компонента; D – коефіцієнт дифузії; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості; g – прискорення вільного падіння; C_f – коефіцієнт тертя; ρ, ρ_p – густина відповідно рідини і пари; W_p – швидкість пари; q – густина теплового потоку; z – поздовжня координата труби; r – питома теплота пароутворення; відповідні параметри приймаються для суміші при її температурі в ядрі потоку.

6. Вважається, що коефіцієнт дифузії D практично не залежить від складу суміші [7] і тому буде приблизно дорівнювати бінарному коефіцієнту дифузії для суміші парових фаз R134A–R32, який визначається за формулою [7]

$$D = \frac{0,01T^{1,75} \left(\frac{1}{M_{R32}} + \frac{1}{M_{R134A}} \right)^{0,5} P^{-1}}{10^4 \left[\left(\sum V_k \right)_{R32}^{\frac{1}{3}} + \left(\sum V_k \right)_{R134A}^{\frac{1}{3}} \right]^2}, \quad (2)$$

де T – температура суміші, К; M_i – молекулярна маса відповідних компонентів, кг/кмоль; P – сума парціальних тисків R134A і R32, Па; $\left(\sum V_k \right)_{R32} = 49,68 \cdot 10^{-6}$ і $\left(\sum V_k \right)_{R134A} = 93,42 \cdot 10^{-6}$ – мольні об'єми відповідних компонентів, м³/кмоль.

7. Коефіцієнт масовіддачі пари R134A, віднесений до різниці парціальних тисків в ядрі потоку і біля поверхні плівки β_p , має приблизно такий вигляд [5]:

$$\beta_p \approx \frac{\beta M_{R134A}}{8314T}. \quad (3)$$

8. Рівняння, яке використовується для визначення парціального тиску біля поверхні плівки, має вигляд [5]

$$q = r\beta_p(p_{п.о} - p_{п.гр}), \quad (4)$$

де $p_{п.о}$, $p_{п.гр}$ – відповідно парціальні тиски в ядрі потоку і біля поверхні плівки.

Залежності (1)–(4) дають можливість знайти ефективний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до різниці температур біля поверхні плівки і стінки $\Delta T = T_{п.гр} - T_{ст}$, таким чином, для експериментальних значень q і знайдених за фор-

мулою (3) β_p із використанням (4) знаходиться температура біля поверхні плівки $T_{п.гр} = f(p_{п.гр})$. Ефективний коефіцієнт визначається залежністю

$$\alpha_{т.м} = \frac{q_{експ}}{T_{п.гр} - T_{ст}}. \quad (5)$$

Методика експериментального дослідження

Експериментальне визначення локального коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари R407C, віднесене до різниці температур $(T_n - \bar{T}_c)$, проводилося за допомогою градієнтного методу дослідження теплообміну в каналах [8].

Локальні теплові потоки q і коефіцієнти тепловіддачі α вимірювалися на ділянці товстостінної труби з нержавіючої сталі з внутрішнім діаметром 0,017 м, зовнішнім діаметром 0,08 м і завдовжки 0,08 м (робоча ділянка). Робоча ділянка разом із ділянкою завдовжки 0,7 м, що розмішувалася перед нею і задавала відповідний режим течії фаз, мали одну поздовжню вісь і охолоджувалися водою незалежно одна від одної. На радіусах $R_1 = 0,0115$ м і $R_3 = 0,037$ м в стінці робочої ділянки на відстані 0,047 м від вхідного її торця закладались (в отвори, що були зроблені на координатно-розточувальному верстаті) по п'ять хромель-копелевих термопар (в точках з $\varphi = 0; \pi/4; \pi/2; 3\pi/4; \pi$) з діаметром електродів 0,15 мм кожна.

Методика обробки результатів вимірювання для отримання локальних q і α з використанням розв'язку двовимірного рівняння Лапласа докладно викладена в статті [8]. Тут же наводяться лише залежності для визначення:

локального по довжині труби і середнього по перерізу питомого теплового потоку \bar{q}_φ :

$$\bar{q}_\varphi = \frac{\lambda(\bar{T}_{R=0,0115} - \bar{T}_{R=0,037})}{\ln\left(\frac{0,037}{0,0115}\right)R_B};$$

локального по довжині труби і середнього по перерізу коефіцієнта тепловіддачі $\bar{\alpha}_\varphi$:

$$\bar{\alpha}_\varphi = \frac{\bar{q}_\varphi}{T_n - T_c};$$

середньої по периметру поперечного перерізу температури внутрішньої поверхні труби \bar{T}_c :

$$\bar{T}_c = \bar{T}_{R=0,0115} + \frac{\bar{q}_\varphi R_B \ln\left(\frac{0,0115}{R_B}\right)}{\lambda}$$

У цих формулах $\bar{T}_{R=0,0115}$, $\bar{T}_{R=0,037}$, T_H – відповідно середньоінтегральні значення температури при $R_1 = 0,0115$ м і $R_3 = 0,037$ м та температура насичення, К; λ – коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/(м·К); R_B – внутрішній радіус труби, м.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку охолодження внаслідок використання як теплоносія води в кілька разів був більшим, ніж з боку конденсації. Тому температура стінки T_3 на радіусі $R_3 = 0,037$ м була постійною при постійній координаті φ для всіх поданих нижче дослідів.

Температура насичення вимірювалась за допомогою термопари, що була встановлена біля контрольного перерізу і оцінювалась також по тиску безпосередньо за робочою ділянкою. Середня квадратична похибка у визначенні величини локального коефіцієнта тепловіддачі становила 39,6 Вт/(м²·К) з достовірністю 0,95. Баланс по теплу між нагріванням води, якою охолоджувались згадані ділянки і конденсатор, та кількістю конденсату, який при цьому утворювався, схилювався задовільно, не перевищуючи ± 10 %.

Результати експериментального дослідження

Досліди при конденсації пари суміші R407C в горизонтальній трубці на початковій її ділянці з турбулентним паровим ядром і ламінарною плівкою конденсату проводилися при змінюванні: температури насичення пари суміші від 20,7 до 40,7 °С, тиску пари суміші – від 1,03 до 1,71 МПа, швидкості пари в перерізі вимірювання температур стінки робочої ділянки – від 1,84 до 4,9 м/с, числа Рейнольдса парового потоку $Re_n = 2W_n R_B / \nu_n$ – від 101083 до 421008, числа Рейнольдса плівки $Re = 4qz / (r\rho\nu)$ – від 18,3 до 276,1. При цьому діапазон зміни питомої щільності теплового потоку q становив (2950–29845)Вт/м².

На рис. 1 наведено графіки розподілу температури t (°С) в стінці робочої ділянки на ра-

діусах R_1 і R_3 по кутовій координаті φ (рад) для двох режимів конденсації пари R407C.

Видно, що при $R = \text{const}$ для всього діапазону зміни режимних параметрів $t = f(\varphi)$ є практично константою, а це дає можливість стверджувати, що режим течії конденсату кільцевий, а температура внутрішньої поверхні труби по координаті φ теж постійна.

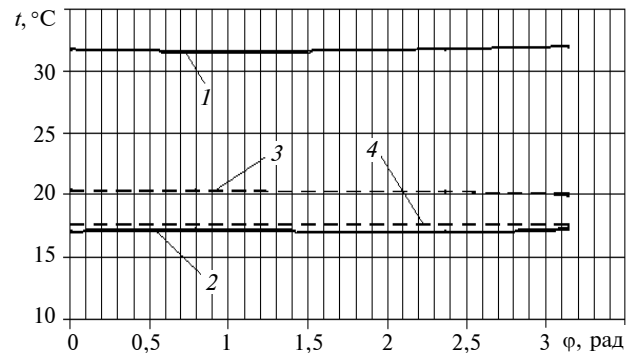


Рис. 1. Розподіл температури в стінці робочої ділянки на радіусі $R_1 = 0,0115$ м (лінії 1, 3) і радіусі $R_3 = 0,037$ м (лінії 2, 4) по координаті φ : 1, 2 – температура насичення $t_H = 40,6$ °С, швидкість пари $W_n = 4,85$ м/с, питома щільність теплового потоку $q = 22103$ Вт/м²; 3, 4 – $t_H = 22,3$ °С, $W_n = 1,84$ м/с, $q = 4035$ Вт/м²

Експериментальні значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації пари суміші R407C всередині горизонтальної труби на початковій її ділянці в обробці $A = \alpha(\nu^2/g)^{1/3} / (\lambda C_f^{0,5} Fr^{0,5}) = f(Re)$ (α – локальний коефіцієнт тепловіддачі; λ – коефіцієнт теплопровідності; $Fr = \rho_n(\rho - \rho_n)W_n^2(\rho^2(\nu g)^{2/3})$ – модифікований критерій Фруда) наведені на рис. 2.

З рис. 2 видно, що експериментальні значення комплексу A при віднесенні коефіцієнта тепловіддачі до різниці температур $(t_H - \bar{t}_c)$ (t_H, \bar{t}_c – відповідно температури насичення і середня температура внутрішньої стінки труби) при конденсації пари R407C (маркер 2) в середньому на 40 % нижче його відповідних значень при конденсації R22 (маркер 1), які були отримані і узагальнені (графік 5) в [6]. Діапазон змінювання $t_H = (23,3–39,5)$ °С, $W_n = (1,9–3,6)$ м/с, $Re_n = (111000–295000)$, Re і $q = (3760–25130)$ Вт/м² в дослідях [6] був майже такий, як і при конденсації R407C.

Відзначимо, що, наприклад, для $t_n = 30^\circ\text{C}$ ρ'', μ'', r мають для R407C і R22 однакові значення (μ – динамічний коефіцієнт в'язкості; ρ'' і μ'' – параметри рідини відповідно при паровмістості $x = 0$ і $x = 1$). Відмінність таких величин, як ρ', h', h'' (h – ентальпія), λ', v' не перевищує 5 % (числа Прандтля $Pr = 5,7$ %). І тільки відмінність σ становить 15,6 %, λ'' – 16,5 %, c'_p і c''_p відповідно 18 і 22,5 % (σ – коефіцієнт поверхневого натягу; c_p – питома теплоємність). Інтенсивність тепловіддачі для задачі, що розглядається, визначається теплопровідністю і товщиною плівки конденсату. Розрахунки показують, що $\alpha_{R407C} \approx \alpha_{R22}$ для вказаних умов.

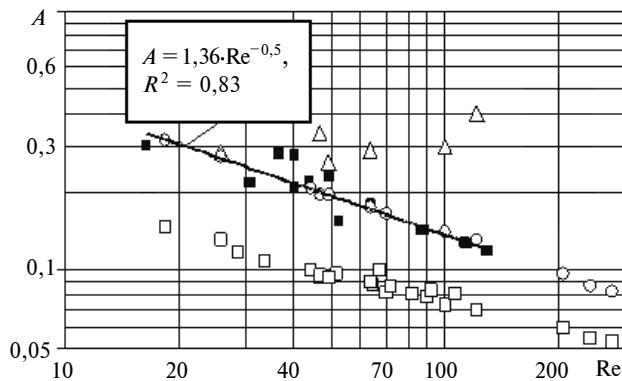


Рис. 2. Узагальнення даних з тепловіддачі при конденсації R407C: ■ – експериментальні значення для R22 [6]; □ – експериментальні значення для R407C; △ – експериментальні значення для R407C із врахуванням масовіддачі за формулами (1)–(4); ○ – те ж саме із врахуванням масовіддачі за формулами (2)–(4), (8); — – графік узагальнення тепловіддачі при конденсації пари R22 [6]

Експериментальні значення α_{R407C} із врахуванням масовіддачі за формулами (1)–(4) (маркер 3, рис. 2) при зростанні Re значно перевищують значення α_{R22} (маркер 1), що були подані у звіті [6]. Мабуть, тут дається взнаки неврахування в (1) впливу на коефіцієнт дифузії D_T турбулентності потоку. Дійсно, при таких значеннях Re_n дифузійний пограничний шар однозначно є турбулентним і поперечна складова густини потоку маси відповідного компонента суміші має вигляд [5]

$$J = -\rho(D + D_T) \frac{\partial m_i}{\partial R} = -\rho D \left(1 + \frac{D_T}{D}\right) \frac{\partial m_i}{\partial R} = -\rho D k_T \frac{\partial m_i}{\partial R},$$

де k_T – коефіцієнт, який показує вплив на коефіцієнт молекулярної дифузії турбулентності потоку; m_i – маса i -го компонента суміші, кг; R – радіус труби.

До речі, вибіркова перевірка достовірності значень D , отриманих за формулою (2), порівнянням розрахункових значень коефіцієнта дифузії з експериментальними [5] для CH_4 , H_2 , H_2O в повітрі показала цілковиту придатність (2); значення D для R134A на два порядки менше від таких для CH_4 , H_2 , H_2O в повітрі через значно більші для R407C значення молекулярних мас і мольних об'ємів відповідних компонентів; тоді залежність (1) набуває вигляду

$$\frac{\beta}{D} \left(\frac{v^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}} = 1,36 k_T C_f^{0,5} \left(\frac{\rho_n(\rho - \rho_n) W_n^2}{\rho^2 (vg)^{\frac{2}{3}}}\right)^{0,5} \left(\frac{4qz}{r\rho v}\right)^{-0,5}. \quad (8)$$

Врахування k_T (змінюється в діапазоні від 1 до 2,37) здійснювалося розрахунками за формулами (2)–(4), (8) методом послідовних наближень при умові $\alpha_{R407C} = \alpha_{R22}$ (маркер 4).

На рис. 3 в координатах $A_1 = \beta(v^2/g)^{1/3} / (DC_f^{0,5} Fr^{0,5}) = f(Re)$ представлені результати розрахунку масовіддачі при конденсації суміші R 407C всередині горизонтальної труби на початковій її ділянці з турбулентним паровим ядром і ламінарною плівкою конденсату.

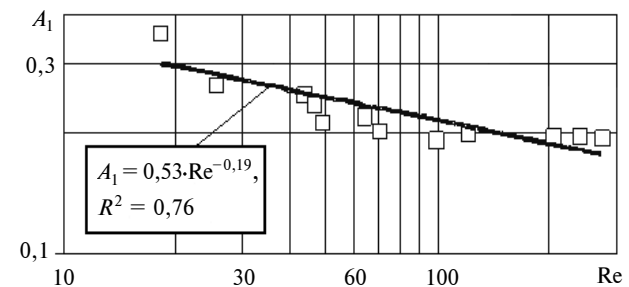


Рис. 3. Узагальнення даних за масовіддачею при конденсації R407C: — – узагальнююча лінія; □ – експериментальні дані

Видно, що розраховані за експериментальними даними значення коефіцієнта масовіддачі задовільно апроксимуються рівнянням

$$\frac{\beta}{D} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,53 C_f^{0,5} Fr^{0,5} Re^{-0,19}. \quad (9)$$

Коефіцієнт тертя C_f визначаємо таким чином [9, 10]:

$$C_f = C_{дв} \frac{(1 - 0,25b)^2}{(1 + 0,25b)^{0,2}}, \quad b = -\frac{2J}{C_{дв}}, \quad J = \frac{q}{r \rho_n W_n},$$

$$C_{дв} = C_{f0} \left(1 + 150 \frac{\delta}{R_B} \right), \quad C_{f0} = \frac{\xi}{4}.$$

При $10 < Re_n \frac{\Delta_{екв}}{D_B} < 500$ маємо $\xi = 0,11 \left(\frac{\Delta_{екв}}{D_B} + \frac{68}{Re_n} \right)^{0,25}$, при $Re_n \frac{\Delta_{екв}}{D_B} > 500$ – $\xi = \frac{1}{4 \left(\log \frac{3,7 D_B}{\Delta_{екв}} \right)^2}$, де δ – товщина плівки; R_B , D_B – внутрішній радіус і діаметр труби; $\Delta_{екв}$ – еквівалентна шорсткість труби.

Функціональна залежність $Nu_D = \beta(v^2/g)^{1/3}/$

$D = f(Re^{-0,19})$ в (9) побічним чином підтверджує правильність нашого припущення про існування при даних умовах турбулентного дифузійного пограничного шару [6] (визначальна температура – температура пари в ядрі потоку).

Висновки

Зниження інтенсивності тепловіддачі при конденсації хладону R407C в горизонтальній гладкій трубі на початковій ділянці порівняно з аналогічним процесом для хладону R22 можна пояснити наявністю дифузійного пограничного шару в паровій фазі біля поверхні плівки конденсату.

Наведений підхід дає змогу визначити інтенсивність тепловіддачі при конденсації R407C в горизонтальній трубі при наявності узагальнюючих залежностей для тепловіддачі при конденсації R22.

Перспективою для подальших досліджень є підтвердження отриманих результатів на інших багатокомпонентних хладонах та створення універсальної методики розрахунку тепловіддачі при конденсації таких речовин.

М.К. Безродный, М.Н. Голияд, П.О. Барабаш, А.И. Дейнеко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛОКАЛЬНОЙ ПО ДЛИНЕ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА R407C В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЕ

Рассмотрено влияние массоотдачи на локальную теплоотдачу по длине гладкой горизонтальной трубы при конденсации в ней смеси R407C. При определенных допущениях проведен расчет массоотдачи компонента R134A при конденсации пара R407C. Снижение интенсивности теплоотдачи при конденсации хладона R407C на начальном участке в сравнении с аналогичными условиями для R22 объясняется наличием диффузионного пограничного слоя возле поверхности пленки конденсата. Приведено методику расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации R407C.

M.K. Bezrodny, M.N. Goliyad, P.O. Barabash, A.I. Deyneko

THE DETERMINATION OF THE LOCAL ON THE HEAT TRANSFER LENGTH AT CONDENSATION VAPOR R407C IN A HORIZONTAL PIPE

This paper reports on the influence of mass transfer on local heat transfer on the length of a smooth horizontal pipe at inside condensation mixture R407C. Moreover, we make the calculation of mass transfer component R134A at condensation vapor R407C, taking into account certain assumptions. We illustrate that the presence of the diffusion boundary layer near the surface of condensate film causes the decrease in the intensity of heat transfer at condensation refrigerant R407C on the initial site, comparing with the similar conditions for R22. We also propose the design procedure of heat transfer coefficient at condensation R407C.

1. *Eckels S.J., Tezene B.A.* A Comparison of R-22, R-134a, R-410A and R-407C Condensation Performance in Smooth and Enhanced Tubes. Part 1: Heat Transfer // ASHRAE Trans. – 1991. – **105**, Pt. 2. – P. 428–441.
2. *Cavallini A. et al.* Analysis and Prediction of Condensation Heat Transfer of the Zeotropic Mixture R-125/236ea // Proc., IMECE 00, Orlando, Florida, ASME HTD. – 2000. – **366-4**. – P. 103–110.
3. *Бабакин Б.С., Стефанчук В.И., Ковтунов Е.Е.* Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. – М.: Колос, 2000. – 160 с.
4. *Koyama S., Lee S.-M.* Prediction Method of In-tube Condensation of Multi-component Vapor Mixture // The Reports of Institute of Advanced Material Study. – Kyushu University. – 1997. – **11**, N 2. – P. 113–119.
5. *Теплотехнический справочник.* Т. 2 / Под общ. ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1976. – 896 с.
6. *Безродний М.К., Барабаш П.О., Голяд М.Н. та ін.* Звіт про НДР “Дослідження гідродинаміки та теплообміну при конденсації парів альтернативних холодоагентів в горизонтальних гладких трубах”, Номер держ. реєстр. 0106U002430. – К., 2007. – 161 с.
7. *Александров И.А.* Массопередача при ректификации и абсорбции многокомпонентных смесей. – Л.: Химия, 1975. – 320 с.
8. *Дейнеко А.І., Гончаренко А.А., Барабаш П.О., Голяд М.Н., Горін В.В.* Метод товстостінної труби при дослідженні конденсації в трубах // Вісн. інженерної академії. – 2008. – № 1. – С. 97–101.
9. *Риферт В.Г., Сардак А.И., Тобилович А.Н.* Режимы течения фаз и теплообмен при конденсации пара внутри горизонтальных труб // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1985. – № 4. – С. 101–109.
10. *Справочник по гидравлике /* Под. ред. В.А. Большакова. – К.: Вища шк., 1984. – 344 с.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
23 червня 2008 року