

УДК 536.423.4

Безродний М.К. – д.т.н., проф., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ»)

Голяд М.Н. – н.с., НТУУ «КПІ»

Барабаш П.О. – к.т.н., доц., НТУУ «КПІ»

Голубєв О.Б. – к.т.н., с.н.с., НТУУ «КПІ»

Назарова І.О. – к.т.н., ас., НТУУ «КПІ»

Костюк О.П. – ст. викл., НУВГП

ТЕПЛО- І МАСОВІДДАЧА ПРИ ОХОЛОДЖЕННІ ПАРОГАЗОВОЇ СУМІШІ В ПРОТОЧНОМУ БАРБОТАЖНОМУ КОНТАКТНОМУ АПАРАТІ

В роботі наведені результати експериментальних досліджень тепло- і масовіддачі при супутньому русі замкнутих пароповітряних включень і охолоджуючої води в вертикальній трубі. Показано, що обмінні процеси відбуваються на початковій гідродинамічній та тепловій ділянці. Підтверджена висока інтенсивність процесів тепло- і масообміну, отримані узагальнюючі залежності.

Ключові слова: двофазовий потік, супутній рух, конденсація, початкова ділянка.

Вступ

Розвиток ресурсозберігаючих технологій неможливий без розробки нових методів інтенсифікації процесів тепло- і масообміну в газо- та парорідинних системах контактного типу. До таких методів відноситься організація супутнього руху замкнутих газових включень і навколишньої рідини всередині вертикальних каналів, що поєднує переваги високих швидкостей газу з самоорганізацією перемішування рідини по товщині двофазового шару і оновленням поверхні розділу фаз.

Стан речей в дослідженні процесів, що протікають в такій системі наступний: залежності для визначення коефіцієнтів тепло- і масовіддачі від газових включень до рідини відсутні; правда деякі дослідження [1 – 3] вказують на значну інтенсивність прогрівання навколишньої рідини безпосередньо біля змішувача фаз; гідродинамічні дослідження, зокрема, при барботажному режимі в вертикальних трубах невеликого діаметру [4, 5], обмежувалися вивченням структури і параметрів потоку на ділянках з значними висотами, залишаючи поза увагою простір біля змішувача фаз, де відбувається передача основної частки теплоти і маси.

В даній роботі наведені результати досліджень тепло- і масовіддачі при супутньому русі замкннутих пароповітряних включень і охолоджуючої води в вертикальній трубі.

Експериментальне обладнання і методика проведення дослідів

Досліди проводилися на експериментальній установці, яка мала робочу ділянку, у вигляді вертикальної труби з відборами для вимірювання тиску та температур в різних точках по висоті каналу та поперечного перерізу; проточні лінії приготування пароповітряної суміші та охолоджуючої води; систему вимірювання необхідних температурних та витратних параметрів; допоміжне обладнання.

Пароповітряна суміш подавалася в робочу ділянку через отвори (діаметром 10; 8 і 5,5 мм, які змінювалися при проведенні дослідів) в шайбі, розміщеній в нижній частині робочої ділянки. В нижню частину робочої ділянки через щілинний розподілювач подавалася охолоджуюча вода.

Кожен дослід проводився в два етапи. Після досягнення на установці конкретних режимних параметрів виконувався перший етап – експериментальне визначення робочої висоти каналу шляхом вимірювання за допомогою температури двофазового середовища як по висоті, так і по перерізу (в центрі, біля стінки з протилежних сторін, між центром і стінкою) робочого каналу. У якості робочого каналу використовувалася труба ПХВ внутрішнім діаметром 31,5 мм довжиною 204 і 103 мм. Термопари встановлювалися на відстані відповідно 7,6; 19,6; 31,6; 55,1; 103,1; 152,1 мм і 7,6; 18,6; 29,6; 40,6 і 60,6 мм від шайби. Далі, не змінюючи величини режимних параметрів, проводилися вимірювання величин, що характеризували інтенсивність процесу тепломасообміну (витрати води, повітря, пари, температур води, «мокрого» та «сухого» термометрів пароповітряної суміші на вході і виході робочої ділянки каналу). Отвори по висоті труби, через які заводилася термопара для вимірювання температури в характерних точках двофазного потоку, глушилися спеціальними пробками. Тобто при проведенні другого етапу експерименту всередині труби були відсутні сторонні предмети, які могли б впливати на картину течії двофазового потоку.

При проведенні дослідів об'ємна густина зрошення змінювалася в межах $Q_m = (1,097... 11,7) \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, вміст вологи в суміші (ПГС) на вході в установку $d_1 = 88... 265 \text{ г}/(\text{кг с. пов.})$, вміст вологи в ПГС в кінці робочої ділянки $d_2 = 38... 182 \text{ г}/(\text{кг с. пов.})$, відносна вологість ПГС на вході в установку $\varphi_1 = 10... 41 \%$, відносна вологість ПГС в кінці робочої ділянки $\varphi_2 = 90... 100 \%$, приведена швидкість ПГС $W_{BX} = 1,45... 4,76 \text{ м/с}$, приведена швидкість рідини $W_P = 0,0014... 0,015 \text{ м/с}$, вміст

повітря в ПГС на вході в установку $\varepsilon_{ПОВ} = 0,702... 0,891$, критерій Бонда $Bo = 11,75... 12,04$, дифузійний критерій Прандтля $Pr_D = 0,678... 0,707$, критерій Рейнольдса для ПГС $Re_{ПГС} = 3000... 7000$. Вказаний діапазон зміни цих величин, як показали попередні наші дослідження [6], забезпечує стійке існування переважно снарядного режиму течії двофазового потоку без переходу в кільцевий режим.

Небаланс теплових потоків на робочій висоті робочої ділянки зі сторони води і пароповітряної суміші при проведенні дослідів не перевищував 10 %.

Результати експериментів і їх аналіз

На рис. 1 представлено типове змінювання по висоті труби H температури двофазового середовища в центрі її перерізу (t_0), біля її стінки (t_C) і між центром і стінкою (t_{CO}).

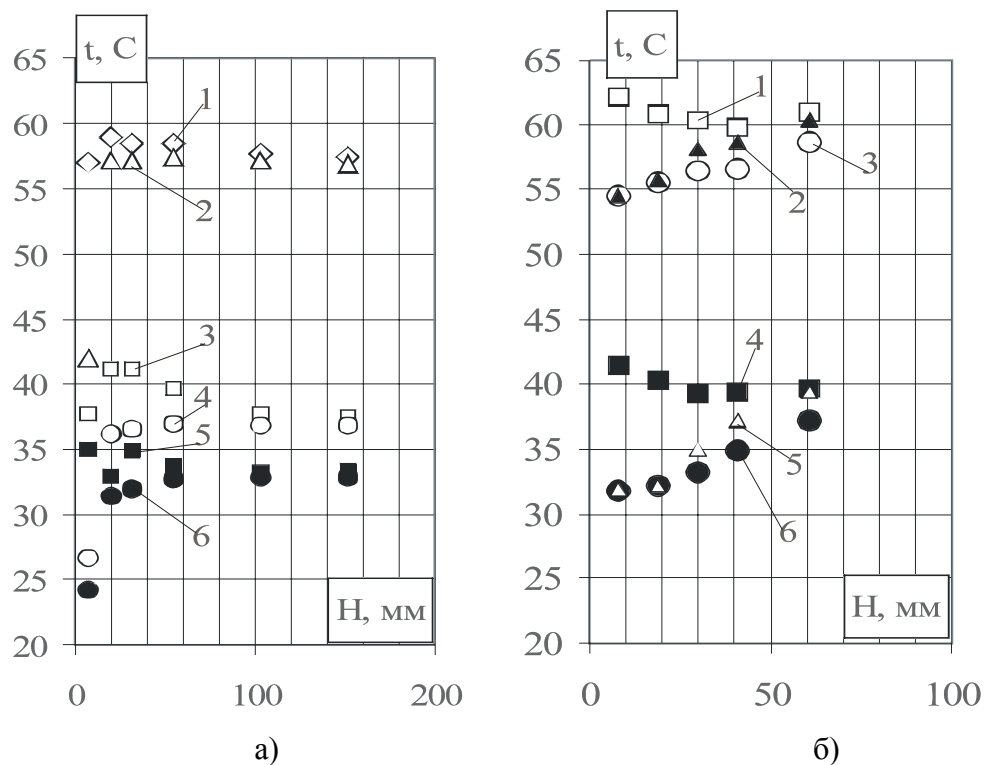


Рис. 1. Змінювання по висоті труби H температури двофазового середовища в центрі її перерізу (t_0), біля її стінки (t_C) і між центром і стінкою (t_{CO}): а) довжина труби 204 мм: 1 – t_0 при $Q_m = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ і $w_{BX} = 2,96 \text{ м/с}$; 2 – t_C при тих самих параметрах; 3 – t_0 при $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ і $w_{BX} = 2,96 \text{ м/с}$; 4 – t_C при тих самих параметрах; 5 – t_0 при $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ і $w_{BX} = 1,45 \text{ м/с}$; 6 – t_C при тих самих параметрах; б) довжина труби 103 мм: 1 – t_0 при $Q_m = 1,72 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ і $w_{BX} = 1,98 \text{ м/с}$; 2 – t_{CO} при тих самих параметрах; 3 – t_C при тих самих параметрах; 4 – t_0 при $Q_m = 1,17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ і $w_{BX} = 4,76 \text{ м/с}$; 5 – t_{CO} при тих самих параметрах; 6 – t_C при тих самих параметрах

Видно (рис. 1а), що при змінах густини зрошення $Q_m = (1,1 \cdot 10^5 \dots 1,17 \cdot 10^4) \text{ м}^2/\text{с}$ і приведеної швидкості пароповітряної суміші $W_{BX} = (1,45 \dots 2,96) \text{ м/с}$ температури t_0 і t_C на висоті $H \approx 100 \text{ мм}$ асимптотично наближаються одна до одної (різниця в їх значеннях не перевищує 2 %). Ця обставина дозволяє стверджувати, принаймні в першому наближенні, що основна кількість теплоти і маси від пароповітряної суміші в рідину вже передалася, а ця висота і є робочою для процесів тепло- і масовіддачі.

В подальшому досліди проводилися на трубі довжиною 103 мм. Характер змінювання температур t_0 , t_C і t_{CO} для такої труби залишився таким же (рис. 1б). Із цього рисунка видно, по-перше, що величина $(t_0 - t_C)$ при збільшенні H від 7,6 до 60,6 мм зменшується приблизно в 5 разів з $\sim 10^\circ\text{C}$ до $\sim 2^\circ\text{C}$ і якщо така тенденція збережеться, то збережеться і робоча висота каналу $H \approx 100 \text{ мм}$. По-друге, зауважимо, що при $H < 19 \text{ мм}$ $t_C \approx t_{CO}$, а при $H > 30 \text{ мм}$ $t_C < t_{CO} < t_0$, але робити якісь висновки з цього факту без проведення відповідних додаткових досліджень зарано.

Відзначимо, що змінювання температур t_C , t_{CO} , t_0 , яке представлено на рис. 1, є характерним для всіх дослідів по визначенню середніх коефіцієнтів тепло- і масовіддачі, що увійшли до цієї роботи. Відмітимо також факт коливань температур t_{CO} і t_0 на висоті $H = 7,6 \text{ мм}$, що дорівнював приблизно $\pm 1,5^\circ\text{C}$ (на рис. 1 для цієї H маркерами відмічені середні значення цих температур). Для інших значень H термопара, що використовувалася при проведенні першого етапу дослідів (діаметр хромель-копелевих електродів 0,15 мм) не фіксувала помітних коливань вказаних температур. Також зазначимо факт рівності (в межах $\pm 0,1^\circ\text{C}$) температури t_C з протилежних сторін каналу.

Через відсутність у відкритій літературі відомостей про інтенсивність тепловіддачі для нашої задачі було вирішено обмежитися розглядом закономірностей впливу на загальний середній коефіцієнт тепловіддачі $\bar{\alpha}$ величин вмісту вологи в суміші на вході в установку d_1 та приведеної швидкості суміші w_{BX} і порівняти виявлені при цьому тенденції з літературними даними для подібної задачі [7, 8]. Хоча треба відмітити, що коефіцієнт $\bar{\alpha}$:

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{\Delta T \cdot F_p}, \quad (1)$$

є величиною умовною в тому сенсі, що в наших дослідах більше 90 % дослідних точок мають величину конвективного теплового потоку

$Q_{\text{КОНВ}}$ не більше 25 % від Q загального ($Q = Q_{\text{КОНВ}} + Q_{\text{КОНД}}$; складова на випарування рідини в газову суміш відсутня через те, що температура води завжди була меншою температури точки роси ПГС). І тому не зовсім коректно відносити весь тепловий потік, визначаючи $\bar{\alpha}$, до перепаду температур $\Delta\bar{T}$ при умові, що не менше 75 % його величини формується за рахунок масовіддачі і де актуальною величиною є різниця парціальних тисків пари ($P_{\text{ПО}} - P_{\text{П.ВОДИ}}$) в суміші $P_{\text{ПО}}$ і на поверхні води $P_{\text{П.ВОДИ}}$ (про величину робочої поверхні F_P див. нижче), а не $\Delta\bar{T}$. Останній визначався як:

$$\Delta\bar{T} = 0,5 \cdot (t_{C1} + t_{C2}) - T, \quad (2)$$

де t_{C1}, t_{C2}, T – відповідно температура «сухого» термометра пароповітряної суміші на початку і в кінці робочої висоти каналу та середня температура води на робочій довжині каналу, °С.

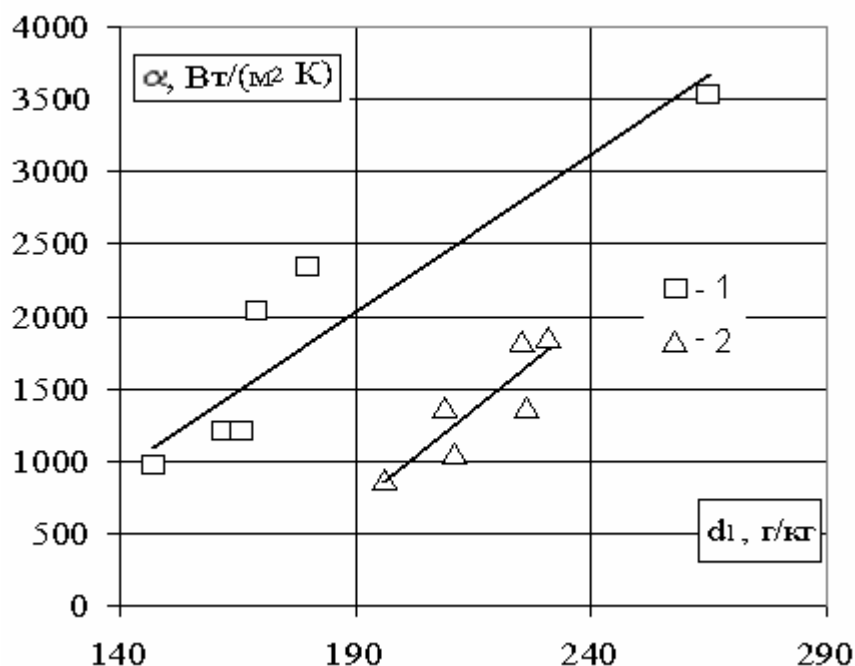


Рис. 2. Вплив величин d_1 і W_{BX} на загальний середній коефіцієнт α при середній температурі суміші 74,4... 79,5 °С і різних значеннях швидкості парогазової суміші на вході: 1 – $W_{BX} = 2...2,2$ м/с; 2 – 3,02...3,06 м/с

На рис. 2 представлена можлива вибірка експериментальних значень $\bar{\alpha} = f(d_1, W_{BX})$ (рис. 2 $\bar{\alpha} = \alpha$) при середній температурі суміші 74,4...79,5 °С. Видно, що коефіцієнт $\bar{\alpha}$ зі збільшенням величини d_1 і приведеної швидкості суміші (при близьких до

постійних d_1 і середній температурі суміші) помітно зростає. Такий самий вплив цих факторів на $\bar{\alpha}$ відмічається і в роботах [7, 8]. Відзначимо також, що величини $\bar{\alpha}$, отримані нами, приблизно на порядок перевищують значення, які були отримані в роботі [7] і в 1,5 – 2 рази – значення, що були отримані в роботі [8]. Останні обставини пояснюються усталеним характером течії потоку вологого повітря в [7] (в наших дослідах робоче значення $H / d_{TP} = 3,18$, тобто реалізація процесу тепловіддачі відбувалася на початковій ділянці каналу) і значним винесенням крапель рідини в газовий потік в роботі [8].

Крім загального коефіцієнта тепловіддачі визначалося також експериментальне значення середнього коефіцієнту конвективної тепловіддачі $\bar{\alpha}_{КОНВ}$, яке в роботах [7, 8] не отримувалося і яке актуальне для задачі, що розглядається в даній роботі.

На рис. 3 наведено розраховане за формулами:

$$\bar{\alpha}_{КОНВ} = \frac{Q_{КОНВ}}{\Delta T \cdot F_P}, Q_{КОНВ} = G_{ПОВ} \cdot (I_{uM1} - I_{TP1}), Nu_{КОНВ} = \frac{\bar{\alpha}_{КОНВ} \cdot d_C}{\lambda_C},$$

$$d_C = \left(\frac{4 \cdot f_C}{\pi} \right)^{0.5}, \lambda_C = \frac{\lambda_{II} \cdot G_{II} + \lambda_{ПОВ} \cdot G_{ПОВ}}{G_{II} + G_{ПОВ}}$$

експериментальне середнє число Нуссельта $Nu_{КОНВ}$ (без урахування передачі теплоти при конденсації пари; на рис. $Nu_{КОНВ} = Nu_K$) в обробці по формулі $Nu_K = c Re_C^n$ (згідно, наприклад, з роботами [7, 9]; Re_C – число Рейнольдса суміші).

Видно, що степенева лінія тренду задовільно апроксимує (з достовірністю 0,77) експериментальні значення $Nu_{КОНВ} = f(Re_C)$. Причому величина $d_{ш}$ шайб, що використовувалися при проведенні дослідів, практично не впливала на значення $Nu_{КОНВ}$. Показник степені при аргументі функції (1,21) помітно перевищує характерне значення для усталеного руху турбулентного двофазового потоку (0,8), справджуючи наші очікування через реалізацію процесу тепловіддачі на початковій ділянці при малих значеннях H / d_{TP} . Відхилення дослідних точок від лінії тренду (до $\pm 24\%$) можна пояснити малою долею $Q_{КОНВ}$ (до 4% від загального Q) для деяких режимів і збільшеною чутливістю через це до похибок при проведенні дослідів.

Таким чином, для випадку конвективної тепловіддачі (без урахування передачі теплоти при конденсації пари) від замкнутих пароповітряних утворень до води при супутньому їх русі у

вертикальній трубі, її інтенсивність може визначатися по наступній залежності:

$$Nu_{КОНВ} = \frac{\bar{\alpha}_{КОНВ} \cdot d_C}{\lambda_C} = 0.014 \cdot Re_C^{1.21} = 0.014 \cdot \left(\frac{W_{ВХ} \cdot d_C}{\bar{\varphi} \cdot \nu_C} \right)^{1.21}, \quad (3)$$

де $\bar{\varphi} = 0,5 \cdot (\varphi_1 + \varphi_2)$ – величина середнього істинного об’ємного вмісту пароповітряної суміші в двофазовому потоці (дорівнює половині суми її значень на початку і в кінці робочої висоти каналу).

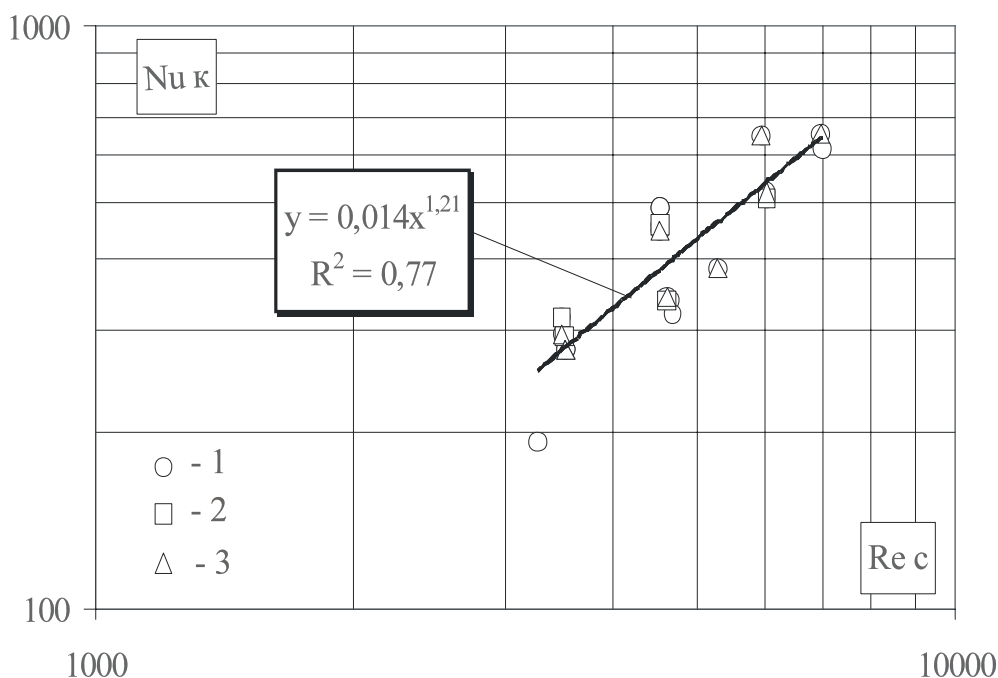


Рис. 3. Залежність $Nu_K = f(Re_C)$ в обробці за формулою $Nu_K = c Re_C^n$:
1 – діаметр отвору шайби $d_u = 5,5$ мм; 2 – $d_u = 8$ мм; 3 – $d_u = 10$ мм

Експериментальний середній коефіцієнт масовіддачі розраховувався за формулами:

$$Nu_d = \frac{\bar{\beta} \cdot d_C}{D}, \quad \bar{\beta} = \bar{\beta}_P \cdot \frac{8314}{18} \cdot T, \quad \bar{\beta}_P = \frac{j_{II}}{P_{ПО} - P_{П.ВОДИ}},$$

$$j_{II} = \frac{\Delta G_K}{F_P}, \quad \Delta G_K = (d_1 - d_2) \cdot G_{ПОВ}.$$

Величина поверхні F_P , до якої відносилися потоки маси і теплоти для визначення середніх значень коефіцієнтів тепло- і масовіддачі розраховувалася на основі досліджень [5, 6] і наступних міркувань. Якщо визначити (у відповідності з [10]) величину істинного об’ємного вмісту суміші φ (тобто відношення площі

поперечного перерізу, що зайнята пароповітряною сумішшю f_C , до величини $\pi \cdot d_{TP}^2 / 4$), то потім, враховуючи, що число $Bo \approx 12$ і форма газових включень переважно має вигляд снарядів (близька до циліндричної з діаметром, який відділяється від внутрішнього діаметра труби тонким шаром рідини), то правомірним може бути, в першому наближенні, представлення периметра поперечного перерізу робочої поверхні P_p у вигляді:

$$P_p = \pi \cdot d_C = \pi \cdot (4f_C / \pi)^{0.5} = (4 \cdot \pi \cdot f_C)^{0.5},$$

а величини робочої поверхні F_p у вигляді:

$$F_p = 0.1 \cdot P_p = 0.355 \cdot f_C^{0.5}.$$

Парціальний тиск пари в пароповітряній суміші удалині від поверхні води, $P_{по}$, дорівнював середньоарифметичній сумі парціальних тисків пари при t_{C1} (при температурі точки роси при d_1) і t_{C2} (при температурі точки роси при d_2). Величина середнього парціального тиску на поверхні води $P_{п.пов}$ визначалася, з достатньою для дослідів точністю (відмінність значень $P_{п.пов}$, розрахованих по середній температурі води біля її стінки \bar{t}_C на протязі робочої висоти каналу і по T_2 , складала для всіх експериментальних даних цієї роботи величину 3,4... 5,5 %) по температурі води в кінці робочої висоти каналу T_2 .

На рис. 4 представлена в обробці за формулою (з урахуванням наближеної аналогії між переносом теплоти і маси та враховуючи, що дифузійний критерій Прандтля в дослідях змінювався на ~ 4 %):

$$Nu_D = c Re^n, \quad (4)$$

залежність експериментального середнього числа Nu_D (на рис. $Nu_D = Nu_D$) в функції критерія Re_C при різних значеннях діаметрів отворів d_u шайб, що використовувалися при проведенні дослідів (маркери 1 – 3).

Видно, що степенева лінія тренду задовільно апроксимує (з достовірністю 0,95) експериментальні значення $Nu_D = f(Re_C)$. Причому величина d_u шайб не впливає на значення Nu_D . Показник степені при аргументі функції Re_C (1,28) помітно перевищує характерне значення для усталеного руху турбулентного двофазового потоку (0,8) через, як вже вказувалося вище, реалізацію процесу масовіддачі на початковій ділянці при малих значеннях H / d_{TP} .

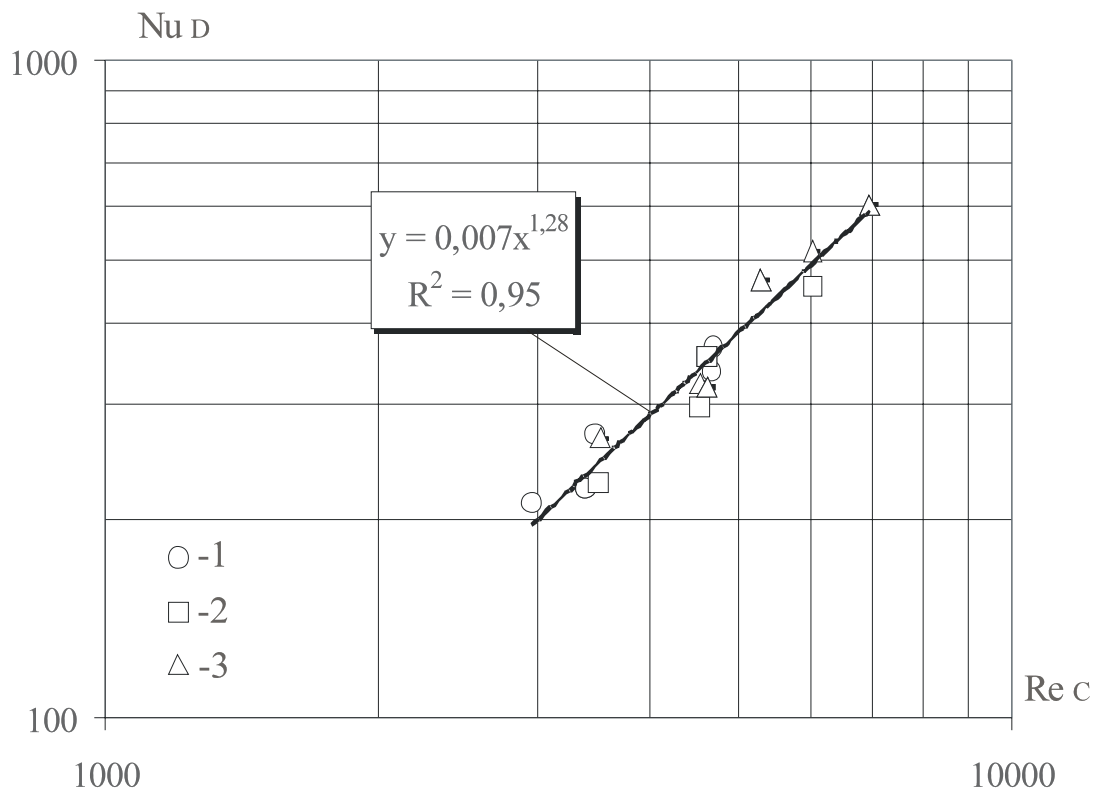


Рис. 4. Залежність $Nu_D = f(Re_C)$ в обробці за формулою (4):

1 – діаметр отвору шайби $d_{uu} = 5,5$ мм; 2 – $d_{uu} = 8$ мм; 3 – $d_{uu} = 10$ мм

Порівняння наших даних з даними роботи [7], в котрій досліджувалася масовіддача при конденсації пари з вологого повітря на вертикальній пласкій стінці (в [8] дані по масовіддачі не наведені), показало, що безрозмірний коефіцієнт масовіддачі, отриманий в нашій роботі в ~ 14 разів (при $Re_C = 3000$) і в ~ 20 раз (при $Re_C = 7000$) перевищує значення Nu_D роботи [7]. Розрахунок коефіцієнта масовіддачі β для нашої задачі по відомій залежності (робота [11]; для випадку випаровування рідини з пласкої поверхні в усталений потік повітря):

$$Nu_D = \frac{\beta \cdot L}{D} = c \cdot \left(\frac{W_{BX} \cdot L}{\nu_C} \right)^n \cdot Pr_C^{0.33} \cdot Gu^{0.135} \cdot \Theta^2, \quad (5)$$

показав, що для двох крайніх точок дослідів при $Re_C = 7000$ і при $Re_C = 3000$ коефіцієнт масовіддачі, розрахований по (5), відповідно на порядок і в 7 разів нижчий від отриманого в наших дослідях. Ці факти є, власне, експериментальним підтвердженням ефективності запропонованої авторами цієї роботи конструктивної схеми енергозберігаючої утилізаційної установки [12].

Відносно врахування критерія Гухмана Gu і температурного фактору Θ в узагальнюючих залежностях для середніх коефіцієнтів конвектиної тепло- і масовіддачі стосовно нашої задачі відзначимо, що доповнення обробки експериментальних даних введенням середніх значень цих чисел привело до незначного зниження коефіцієнтів тепло- і масовіддачі (оцінювання показало, що для масовіддачі $Gu^{0,135} \cdot \Theta^2 = 0,54 \cdot Re_C^{0,08}$, а для тепловіддачі $Gu^{0,175} \cdot \Theta^2 = 0,74 \cdot Re_C^{0,04}$; тобто при змінюванні Re_C від 3000 до 7000 вказані добутки Gu і Θ змінюються в межах 1,02 – 1,09 і 1,02 – 1,05 відповідно для масо- і тепловіддачі; для наших дослідів таким зниженням можна знехтувати). Зниження інтенсивності тепло- і масовіддачі відбувається за рахунок збільшення кількості краплин рідини, що попадають всередину замкнутих пароповітряних утворень при зростанні числа Re_C (за гіпотезою А.В. Ликова [13] величина від'ємного джерела теплоти в рівнянні переносу, тобто об'ємного випаровування краплин рідини, пропорційна числу Gu). Ці краплини швидко прогріваються до температури, що не менша температури точки роси. Далі проходить процес випарування цих краплин, який затримує конденсацію наявної в суміші пари, знижуючи тим самим коефіцієнти тепло- і масовіддачі. Саме цим, мабуть, пояснюється зазначений вище факт стосовно відносного зниження загального коефіцієнта $\bar{\alpha}$ в роботі [8], де Re_C в 6,5 разів перевищує значення, що досягалися в наших дослідях.

Таким чином, середній коефіцієнт масовіддачі від замкнутих пароповітряних утворень до води при супутньому їх русі у вертикальній трубі може визначатися за наступною формулою:

$$Nu_D = 0,007 \cdot Re_C^{1,28}. \quad (6)$$

Залежності (3) і (6) справедливі при числі $Bo \leq 12$ та в діапазонах зміни масової частки повітря в ПГС на вході в установку $\varepsilon_{пов} = 0,702 \dots 0,891$, числа $Re_C = 3000 \dots 7000$ і об'ємної густини зрощення $Q_m = (1,097 \dots 11,7) \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. Фізичні параметри суміші приймаються при її середній температурі.

Ці залежності можуть рекомендуватися для використання в проектуванні утилізаційних апаратів димових газів котлів.

Висновки

1. Результати досліджень показали, що процеси тепло- і масовіддачі від замкнутих газових включень до навколишньої рідини при супутньому висхідному їх русі в вертикальній трубі характеризуються високою інтенсивністю.

2. Відповідна організація руху теплоносіїв може використовуватися при реалізації високоефективних тепломасообмінних процесів в контактних теплоутилізаторах.

3. Вперше отримані узагальнюючі залежності (3) і (6) для розрахунку середніх коефіцієнтів тепло- і масовіддачі.

4. Експериментально підтверджена можливість, при масовій частці водяної пари в суміші $(1 - \varepsilon_{\text{ПОВ}}) = 0,109 \dots 0,298$, встановлення наближеної, з точністю до постійної, аналогії між процесами тепло- і масовіддачі.

Умовні позначення

$d_{\text{ТР}}$ – внутрішній діаметр труби, м; H – висота труби, м; L – геометричний розмір, м; T – абсолютна температура, К; D – коефіцієнт дифузії, $\text{м}^2/\text{с}$; $\lambda_{\text{П}}, \lambda_{\text{ПОВ}}$ – відповідно коефіцієнти теплопровідності пари і повітря, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; $\nu_{\text{С}}$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості ПГС, $\text{м}^2/\text{с}$; δ – постійна Лапласа ($\delta = (\sigma / (g(\rho - \rho_{\text{П}})))^{0,5}$), м; $I_{\text{тМ1}}$ – ентальпія ПГС при температурі «мокрого» термометра на вході в установку, $\text{кДж}/(\text{кг с. пов.})$; $I_{\text{ТР1}}$ – ентальпія ПГС при температурі її точки роси, $\text{кДж}/(\text{кг с. пов.})$; $G_{\text{П}}$ – масові витрати водяної пари, що подавалася в установку, $\text{кг}/\text{с}$; $G_{\text{ПОВ}}$ – теж саме для повітря, $\text{кг}/\text{с}$; $Bo = d / \delta$ – число Бонда; $Gu = \frac{T_{\text{С}} - T_{\text{М}}}{T_{\text{М}}}$,

$\Theta = \frac{T_{\text{С}}}{T_{\text{П.ВОД}}}$ ($T_{\text{С}}, T_{\text{М}}, T_{\text{П.ВОД}}$ – відповідно абсолютні температури по сухому і мокрому термометрам для вологого повітря та поверхні води, К).

Список літератури

1. Шиляев М. И. Исследование процесса тепломассообмена в пузырьре, формирующемся в отверстии газораспределительной решетки / М. И. Шиляев, А. В. Толстых, А. Н. Деренок // Изв. вузов. Строительство. – 1999. – № 4. – С. 79–85.

2. Шиляев М. И. Моделирование тепломассообмена при формировании пузырей в барботажных аппаратах / М. И. Шиляев // ТОХТ. – 2003. – Т. 37, № 6. – С. 575–583.

3. Шиляев М. И. Уточнение моделей тепломассообмена в пузырьях, формирующихся на отверстиях газораспределительных решеток пенных и центробежно-барботажных аппаратов / М. И. Шиляев, А. В. Толстых, Е. М. Хромова // Теплофизика и аэромеханика. – 2006. – Т. 13, № 1. – С. 107–113.

4. Омар Х. Гидродинамика и структура двухфазного потока при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра / Х. Омар, Ю. Е. Похвалов // Теплоэнергетика. – 2006. – № 4. – С. 74–77.

5. Омар Х. Параметры снарядного течения при барботажном режиме в трубах небольшого диаметра / Х. Омар, Ю. Е. Похвалов // Теплоэнергетика. – 2007. – № 1. – С. 58–61.

6. Безродный М. К. Гидродинамика проточного барботажного слоя в вертикальном канале / М. К. Безродный, П. А. Барабаш, И. А. Назарова, А. П. Костюк // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 27–33.

7. Семейн В. М. Теплоотдача влажного воздуха при конденсации пара / В. М. Семейн // Теплоэнергетика. – 1956. – № 4. – С. 11–15.

8. Безродный М. К. Тепломассообмен при конденсации водяных паров из парогазовой смеси в восходящем потоке с пленкой жидкости / М. К. Безродный, И. А. Назарова, С. А. Хавин // Промышленная теплотехника. – 2003. – № 4. – С. 26–30.

9. Кэйс В. М. Конвективный тепло- и массообмен / Кэйс В. М. – М. : Энергия, 1972. – 448 с.

10. Лабунцов Д. А. Паросодержание двухфазного адиабатного потока в вертикальных каналах / Д. А. Лабунцов, И. П. Корнюхин, И. Э. Захарова // Теплоэнергетика. – 1968. – № 4. – С. 62–67.

11. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / Нестеренко А. В. – М. : Высшая школа, 1971. – 459 с.

12. Деклараційний патент на корисну модель 22852 України, МПК F24H 6/00. Нагрівник текучої рідини / Безродний М. К., Назарова І. О., Костюк О. П. Власник Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". – № u2006 13907; заявл. 27.12.2006; опубл. 25.04.2007., Бюл. № 5.

13. Лыков А. В. Тепломассообмен / Лыков А. В. – М. : Энергия, 1978. – 480 с.

Рукопис надійшов 02.10.2009 р.