

Теплогідродинамічні режими пароконтактних тепломасообмінних апаратів з конічними розподільниками рідини

С.М. Василенко, доктор технічних наук, Український науково-дослідний інститут цукрової промисловості, Національний технічний університет України «КПІ»

К.О. Шумило, Український науково-дослідний інститут цукрової промисловості

В.О. Владіміров, Український науково-дослідний інститут цукрової промисловості

В.В. Шутюк, кандидат технічних наук, Національний університет харчових технологій

С.М. Самійленко, Національний університет харчових технологій

В цукровій промисловості широко застосовуються тепломасообмінні апарати з безпосереднім контактом фаз. Конденсація вторинної пари вакуум-апаратів та останнього корпусу випарної установки, поглиблене використання вторинних енергоресурсів, енергії парогазових сумішей після технологічних апаратів – область використання апаратів цього типу. Це пояснюється простотою їхньої конструкції і незначною металоємністю в порівнянні з рекуперативними теплообмінниками, підвищенням ефективності установок за рахунок більш повного використання теплової енергії (підвищення коефіцієнта ефективності), можливістю поліпшення термодинамічних параметрів, регулювання витрати теплоносіїв, зниженням енергетичних затрат на подолання гідравлічних опорів, можливістю створення нових установок та на їх базі технічних систем, що забезпечують скорочення витрати палива, води, матеріалів, збільшення потужності, поліпшення умов праці та зменшення забруднення навколишнього середовища.

Однак, на сьогодні широке впровадження апаратів з безпосереднім контактом фаз в харчовій промисловості та, в першу чергу, в цукровій її галузі стримується рядом об'єктивних чинників, до яких, в першу чергу, належать:

- апарати, що експлуатуються у вітчизняній промисловості, застаріли як фізично, так і морально. Їх теплотехнологічні показники не відповідають вимогам сучасного високоефективного виробництва з його високою продуктивністю, інтенсифікацією технологічного процесу;

- комплексна автоматизація хіміко-технологічних процесів, в тому числі на базі комп'ютерно-інтегрованих технологій, вимагає створення апаратів з широким діапазоном регулювання їх продуктивності без погіршення експлуатаційних характеристик, чого не можуть забезпечити апарати існуючих типів.

Створення широкої гами тепломасообмінних апаратів пропонованого типу неможливе без наявності науково-обґрунтованих методик їх теплогідравлічних і конструктивних розрахунків. Вони забезпечуються надійним і коректним вивченням теплогідродинамічних характеристик процесів перенесення в них на базі математичних моделей, адекватних їх фізичній суті. Аналіз науково-технічних джерел свідчить про практичну відсутність результатів досліджень процесів перенесення в широкому діапазоні зміни характеристик теплоносіїв, характерному для цукрової промисловості, в апаратах такого типу.

Предметом аналізу є теплогідродинамічні режими пароконтактних тепломасообмінних апаратів зі струменями рідини, товщина яких значно менша, ніж ширина, а радіус кривизни настільки великий, що його впливом на гідродинаміку струменя та теплообмін в ньому можна знехтувати (так званими плоскими струменями).

Аналіз гідродинаміки плоских струменів рідини свідчить, що найбільш стійким режимом течії плоского струменя рідини за поперечного потоку пари є режим суцільної течії (режим слабкої взаємодії струменя та парового потоку), в якому траєкторія руху струменя практично не змінюється із збільшенням швидкості пари. Тому такі течії з прогнозованою геометрією парорідного потоку слід реалізувати в тепломасообмінних апаратах з метою запобігання переходу до граничного режиму, при якому відбувається захлинання двофазного потоку. Відповідно, аналізуватимемо гідродинаміку струменів та теплоперенесення в них в режимі слабкої взаємодії фаз.

Траєкторія вільного струменя рідини в рамках задачі руху описується рівнянням

$$y = x \operatorname{tg} \bar{\alpha} + \frac{gx^2}{2v_0^2 \cos^2 \bar{\alpha}}, \quad (1)$$

де x, y – горизонтальна та направлена вертикально вниз координати, відраховані від зрізу водозливу, м; α – кут між вектором швидкості v_0 та горизонталлю при $x = 0, y = 0$.

Для розв'язання задачі руху слід її замкнути, задавши значення v_0 та α . Їх величини залежать, очевидно, в першу чергу, від способу формування струменя. В сучасних тепломасообмінних апаратах з безпосереднім контактом фаз в харчовій промисловості застосовуються два основні типи розподільних пристроїв для формування суцільного плоского струменя рідини: розподільники рідини з кінчними полицями та поличні з щілинними розподільниками рідини. Для кінчних полиць рекомендації щодо визначення швидкості рідини на виході з полиці відсутні.

Більшість проведених на сьогодні досліджень взаємодії струменя, що падає, з площиною падіння присвячено теоретичному та експериментальному вивченню гідродинаміки тонких шарів рідини, що утворились при натіканні циліндричного струменя рідини на горизонтальну плоску поверхню, а також теплообміну та масообміну в них. Також експериментально досліджувався теплообмін в плівках рідини, що утворилися при натіканні плоского струменя на плоску горизонтальну поверхню. Однак, результати досліджень руху рідини на кінчних поверхнях, коли рідина рухається за спільної дії сил інерції, тертя та тяжіння на сьогодні в наявній науково-технічній літературі відсутні.

Розглянемо рух рідини по поверхні кінчного розподільного пристрою (рис. 1). Рідина зі швидкістю v падає на поверхню, після чого стікає по поверхні кінчного розподільника, який утворює кут α з горизонталлю. Рівняння руху рідини в полі сил тяжіння в наближенні граничного шару запишеться так:

$$c v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + c v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} = \frac{\partial \phi}{\partial y} + c g \sin \alpha, \quad (2)$$

де ρ – густина рідини, кг/м³; v_x, v_y – компоненти швидкості рідини в напрямку координатних осей x та y відповідно, м/с; τ – дотичне напруження в рідині в напрямку x , Па.

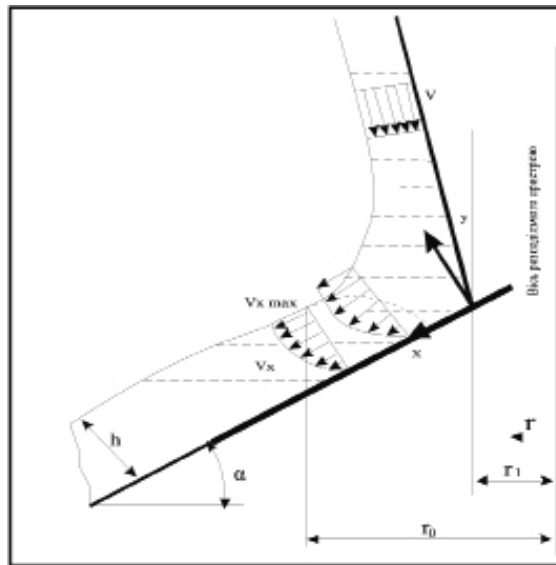


Рис. 1. Рух рідини по поверхні кінчного розподільного пристрою

Аналіз рівняння (2) спільно з рівнянням нерозривності та подальше його інтегрування дають змогу отримати інтегральне рівняння руху рідини

$$\int_0^h \left[\frac{\partial}{\partial x} (c v_x^2) - v_{x \max} \frac{\partial}{\partial x} (c v_x) \right] dy = -\phi_w + \int_0^h c g \sin \alpha dy, \quad (3)$$

де $v_{x \max}$ – значення компоненти швидкості v_x на поверхні шару рідини, м/с; h – товщина шару рідини, м; τ_w – дотичне напруження на твердій поверхні, Па.

При турбулентному режимі течії рідини профіль швидкості близький до плоского, тому з достатньою точністю можна вважати, що $v_{x \max} \approx v_{x \text{ср}}$, та

$$\frac{\partial}{\partial x} (c v_x^2) \approx \frac{\partial}{\partial x} (c v_{x \text{ср}}^2) \text{ і } \frac{\partial}{\partial x} (c v_x) \approx \frac{\partial}{\partial x} (c v_{x \text{ср}}), \quad (4)$$

де $v_{x \text{ср}} = \frac{1}{h} \int v_x dy$ – середньоінтегральна швидкість рідини в перерізі.

Інтегруючи рівняння (3) з урахуванням (4), дістанемо

$$c v_{\text{хсп}} \frac{\partial v_{\text{хсп}}}{\partial x} h = -\phi_w + c g \sin \delta \quad (5)$$

Враховуючи, що $dx = dr/\cos \alpha$ де r – змінний радіус конічного розподільного пристрою, перепишемо рівняння (5) у вигляді

$$v_{\text{хсп}} dv_{\text{хсп}} = -\frac{\phi_w}{ch \cos \delta} + g \operatorname{tg} \alpha dr. \quad (6)$$

Дотичне напруження на поверхні розподільного пристрою визначимо, застосовуючи для розрахунку коефіцієнта тертя формулу Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\operatorname{Re}^{0,25}}, \quad (7)$$

де $\operatorname{Re} = \frac{v_{\text{хсп}} D_e}{\nu} = \frac{2V}{\pi r v}$ – число Рейнольдса рідини; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$;

$D_e = 4h$ – еквівалентний діаметр рідини в шарі, м ; V – об'ємна витрата рідини, $\text{м}^3/\text{с}$.

Тоді

$$\phi_w = \frac{\lambda}{8} c v_{\text{хсп}}^2 = 4,42 \cdot 10^{-2} \operatorname{Re}^{0,25} r^{0,25} V^{-0,25} c v_{\text{хсп}}^2. \quad (8)$$

Враховуючи, що, згідно з інтегральним рівнянням нерозривності, $h = V/(2\pi r v_{\text{хсп}})$ та підставляючи вираз (8) у рівняння (6), дістанемо

$$g \operatorname{tg} \delta dr - 0,278 \operatorname{Re}^{0,25} r^{1,25} V^{-1,25} (\cos \delta)^{-1} v_{\text{хсп}}^3 dr = v_{\text{хсп}} dv_{\text{хсп}}. \quad (9)$$

Оскільки безпосереднє розв'язання рівняння (9) неможливе, застосовуємо наближений метод розв'язання задачі. В першому наближенні проінтегруємо рівняння (9) без урахування дії сили тяжіння, тобто розв'яжемо диференціальне рівняння

$$-k_1 r^{1,25} v_{\text{хсп}}^3 dr = v_{\text{хсп}} dv_{\text{хсп}}, \quad (10)$$

де $k_1 = 0,275 V^{0,25} V^{-1,25} (\cos \alpha)^{-1}$ – коефіцієнт.

Для замикання задачі слід сформулювати гідродинамічну умову, яка б визначила середню швидкість рідини в деякому початковому перерізі течії. В [1] була зроблена спроба адаптувати рекомендації [2], отримані для падаючого циліндричного струменя, на випадок течії рідини, що є результатом падіння струменя на конічну полицю. При цьому в якості початкового визначався переріз, в якому верхня межа граничного шару в рідині змикалася з поверхнею плівки.

В діючих апаратах внаслідок динамічної взаємодії струменя та парового потоку траєкторія струменя постійно коливається, причому амплітуда коливань співмірна з товщиною струменя. Якщо також врахувати, що розміри розподільних полиць значно перевищують товщину струменя, та інтенсивну турбулізацію плівки рідини в місці падіння струменя, то граничну умову можна значно спростити. В якості координати перерізу, від якого відраховується рух рідини наближено задається координата падіння струменя на полицю

$$r_0 \approx r_1, \quad (11)$$

а в якості швидкості в цьому перерізі, згідно із законом збереження кількості руху, швидкість падіння струменя рідини $v_{\text{сп0}} = v$.

Враховуючи цю граничну умову інтеграл рівняння (10) запишемо так:

$$v_{\text{хсп}} = \frac{V_{\text{сп0}}}{k_2 v_{\text{сп0}} (r^{2,25} - r_0^{2,25}) + 1}, \quad (12)$$

де $k_2 = k_1/2,25$ – коефіцієнт.

Підставляючи отриманий розподіл середньоінтегральної швидкості по довжині розподільного пристрою в рівняння (9) та інтегруючи його при граничній умові, дістанемо друге наближення з урахуванням гравітаційної складової:

$$v_{\text{хсп}} = \frac{g \operatorname{tg} \delta}{v_{\text{сп0}}} \left[\frac{k_2 v_{\text{сп0}}}{3,25} (r^{3,25} - r_0^{3,25}) + (1 - k_2 v_{\text{сп0}} r_0^{2,25}) (r - r_0) \right] + \frac{v_{\text{сп0}}}{k_2 v_{\text{сп0}} (r^{2,25} - r_0^{2,25}) + 1} \quad (13)$$

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ & ІННОВАЦІЇ

Розв'язуючи задачу руху рідини по поверхні кільцевого розподільного пристрою (рис. 2), за аналогією з попереднім аналізом визначимо середньоінтегральну швидкість у першому наближенні

$$v_{\text{хсп}} = \frac{V_{\text{сп0}}}{1 + k_2 v_{\text{сп0}} (r_0^{2,25} + r^{2,25})}, \quad (14)$$

а також у другому наближенні

$$v_{\text{хсп}} = \frac{g \operatorname{tg} \beta}{v_{\text{сп0}}} \left[1 + k_2 r_0^{2,25} v_{\text{сп0}} (r_0 - r) - \frac{k_2 v_{\text{сп0}}}{3,25} (r_0^{3,25} - r^{3,25}) \right] + \frac{k_2 v_{\text{сп0}}}{1 + k_2 v_{\text{сп0}} (r_0^{2,25} - r^{2,25})} \quad (15)$$

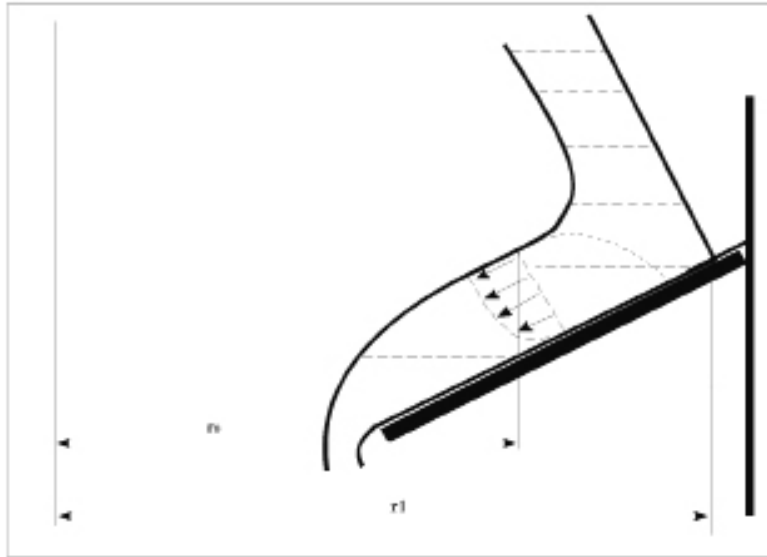


Рис. 2. Рух рідини по поверхні кільцевого розподільного пристрою

Задача оптимізації геометричних характеристик апарата заключається в максимальному використанні його об'єму, тобто мінімізації розмірів, за умови дотримання вимог гідродинамічних режимів струменевих течій та забезпечення необхідної теплової продуктивності, яка, в першу чергу, визначається площею поверхні струменів, що мають форму пелени, близької до параболоїда обертання.

Визначимо основні характеристики течії, необхідні для розрахунку геометрії тепломасообмінних апаратів з кільцевими полицями [3] (схема течії наведена на рис. 3).

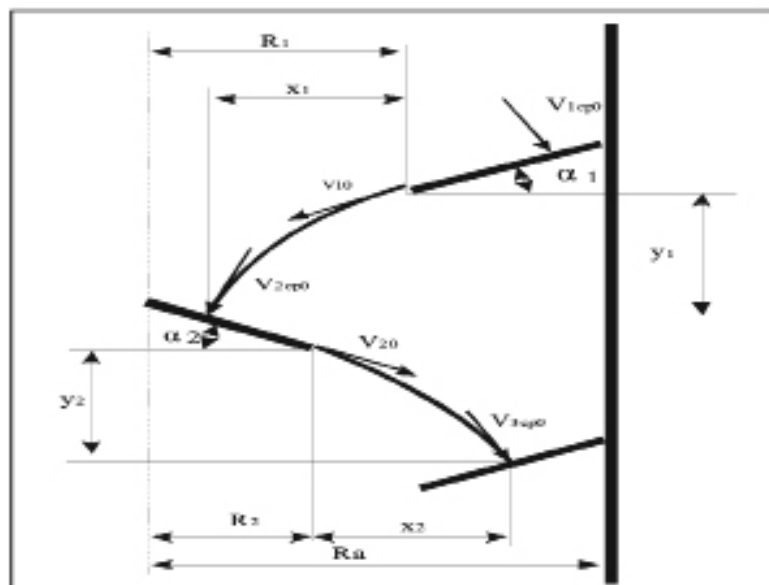


Рис. 3. Схема течії рідини в апараті з кільцевими полицями

Перша пелена. За відомими швидкістю v_{1cp0} та координатою падіння струменя на кільцеву полицю (вони визначаються з розрахунку попередньої частини апарату) за рівнянням (15) визначаємо швидкість виходу рідини з полиці v_1 .

Координати перерізу падіння струменя на кінчну полицю визначаємо з рівняння (1) за умови співпадіння x_1 та y_1 з поверхнею цієї кінчної полиці. Швидкість падіння струменя на кінчну полицю визначиться з рівняння

$$v_{2cp0} = \left(v_{10}^2 + 2gx_1 \operatorname{tg} \bar{\alpha}_1 + \frac{g^2 x_1^2}{v_{10}^2 \cos^2 \bar{\alpha}_1} \right)^{0.5}, \quad (16)$$

Площа поверхні пелени наближено визначиться наступним чином

$$F_1 = \int_0^s 2p(R_1 - x) ds = \int_0^{x_1} 2p(R_1 - x) \sqrt{1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2} dx =$$

$$= \frac{2p}{a} \left\{ \left(R_2 + \frac{b}{2a} \right) \left[\frac{2ax_1 + b}{4} \sqrt{ax_1^2 + bx_1 + c} - \frac{b\sqrt{c}}{4} + \frac{4ac - b^2}{8\sqrt{a}} \ln \frac{2\sqrt{a(ax_1^2 + bx_1 + c)} + 2ax_1 + b}{2\sqrt{ac + b}} \right] - \frac{1}{3} \left(\sqrt{(ax_1^2 + bx_1 + c)^3} - \sqrt{c^3} \right) \right\} \quad (17)$$

$$\text{де } a = \frac{g^2}{v_{10}^4 \cos^4 \bar{\alpha}_1}; \quad b = \frac{2gtg\bar{\alpha}_1}{v_{10}^2 \cos^2 \bar{\alpha}_1}; \quad c = \frac{1}{\cos^2 \bar{\alpha}_1}; \quad (18)$$

Друга пелена. За відомою швидкістю v_{2cp0} та координатами x_1, y_1 падіння струменя рідини на кінчну полицю визначаємо швидкість виходу рідини з полиці за рівнянням (13). Координати перерізу падіння струменя на кільцеву полицю визначаються таким же чином, як і для попередньої пелени.

Площа поверхні пелени наближено визначиться наступним чином

$$F_2 = \int_0^s (R_2 + x) ds = \int_0^{x_2} 2p(R_2 + x) \sqrt{1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2} dx =$$

$$= \frac{2p}{a} \left\{ \left(R_2 - \frac{b}{2a} \right) \left[\frac{2ax_2 + b}{4} \sqrt{ax_2^2 + bx_2 + c} - \frac{b\sqrt{c}}{4} + \frac{4ac^2 - b^2}{8\sqrt{a}} \ln \frac{2\sqrt{a(ax_2^2 + bx_2 + c)} + 2ax_2 + b}{2\sqrt{ac + b}} \right] - \frac{1}{3} \left(\sqrt{(ax_2^2 + bx_2 + c)^3} - \sqrt{c^3} \right) \right\} \quad (19)$$

де a, b, c визначаються за формулами (18) з підстановкою v_{20} замість v_{10} та α_2 замість α_1 .

Порядок **інтервально-ітераційного теплогідродинамічного розрахунку** параболічних струменів, що утворюються в апаратах з кінчними круглими та кільцевими горизонтальними розподільними пристроями може бути наступним.

Струмінь, що виходить з тарілки, по довжині розбиваємо на ряд ділянок, в кожній з яких зміну параметрів можна вважати відносно незначною (див. рис.4).

Ділянка 1: знаючи витратні характеристики рідини на вході в ділянку, її теплофізичні властивості, а також значення v_{01} та α_1 , визначаємо густину зрошення, m^2/c .

$$\Gamma_{01} = \frac{G_{p1}}{c_p D_1} \quad (20)$$

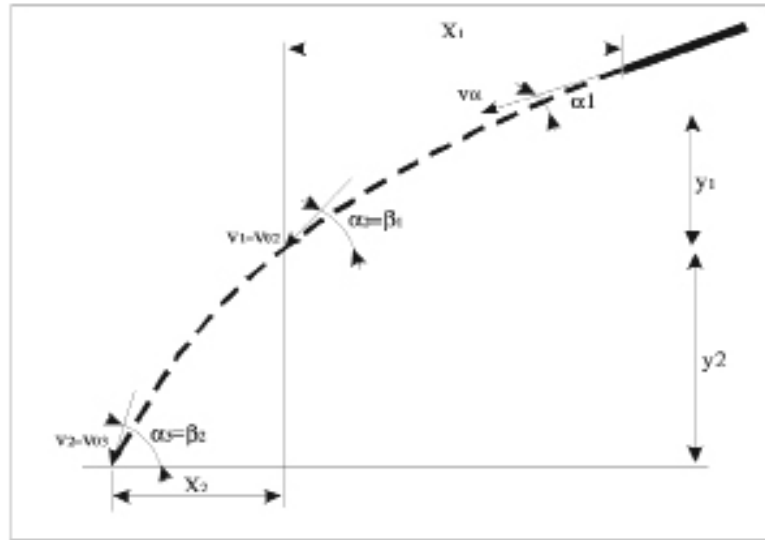


Рис. 4. Схема до інтервально-ітераційного розрахунку

де G_{p1} – масова витрата рідини на початку ділянки, кг/с; D_1 – діаметр зрізу тарілки. За заданою величиною y_1 , м, розраховуємо величину x_1 , м, швидкість рідини в кінці ділянки $v_1 = v_{02}$, м/с.

Визначаємо наближене значення густини зрошення в кінці ділянки, м²/с,

$$\Gamma_1 = \frac{G_{p1}}{c_p \rho (D_1 \pm 2x_1)} \quad (21)$$

де знак (+) підставляємо, якщо пелена розширюється при виході з конічної тарілки, а (–) – якщо пелена звужується при виході з кільцевої тарілки.

За середнім значенням $\Gamma_{cp1} = (\Gamma_{01} + \Gamma_1)/2$ та середньою швидкістю $v_{cp1} = (v_{01} + v_1)/2$ визначаємо коефіцієнт тепловіддачі α за наступною методикою. Спочатку визначаємо значення St [4]

$$St = 0,057 \frac{(Pe \cdot 10^{-4})^{1,05}}{(Pe \cdot 10^{-4})^{1,79} + 21} \exp(18We_y) Pr_p^{-0,275}, \quad (22)$$

де St – число Стентона, $St = \bar{\alpha}/c_p c_p v_p$; Pe – число Пекле плоского струменя, $Pe = 2\Gamma/a_p$; Pr_p – число Прандтля рідини; We_y – капілярне число Вебера, $We_y = c_n v_n^2 / \sqrt{y_p c_p g}$; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К); c_p – питома теплоємність рідини, Дж/(кг·К); ρ_p – густина рідини, кг/м³; ρ_n – густина пари, кг/м³; v_p – швидкість рідини, м/с; v_n – швидкість пари, м/с; σ_p – коефіцієнт поверхневого натягу рідини, Н/м, а потім коефіцієнта тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = St_1 / (c_p c_p v_{cp1}). \quad (23)$$

Розраховуємо попередньо тепловий потік на ділянці, Вт:

$$Q_1 = \bar{\alpha} F_1 (t_s - t_{01}), \quad (24)$$

де F_1 – площа поверхні пелени на першій ділянці, м², яка наближено може бути обчислена за формулами:

для пелени, що звужується, м²,

$$F_1 = p \frac{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}}{y_1} \left(\left(\frac{D_1}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} - y_1 \right)^2 \right) \quad (25)$$

для пелени, що розширюється, м²,

$$F_1 = p \frac{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}}{y_1} \left(\left(\frac{D_1}{2} + y_1 \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2 \right) \quad (26)$$

Тут t_{01} – середня температура рідини на вході в першу ділянку, K . (Оскільки коефіцієнт α – враховує двосторонній обігрів струменю, то площа поверхні розраховується з однієї сторони пелени).

За попереднім значенням Q_1 визначаємо з рівняння теплового балансу витрату рідини в кінці першої ділянки (на початку другої ділянки) G_{p2} , уточнюємо значення густини зрошення $\Gamma_1 = \Gamma_{02}$, температуру $t_1 = t_{02}$ в кінці ділянки і за відомими значеннями Γ_{1cp} та t_{1cp} повторюємо розрахунок.

Обчислені в результаті повторного розрахунку значення $\Gamma_1 = \Gamma_{02}$ та $t_1 = t_{02}$ разом зі значеннями v_{02} , α_2 є вихідними для розрахунку наступної ділянки.

При аналізі ефективності тепломасообмінних апаратів з безпосереднім контактом фаз застосування методик, розроблених для теплообмінників з конденсацією чистої пари, є некоректним [5]. Це пов'язане з тим, що має місце не конденсація чистої пари, а пари з парогазової суміші, причому концентрація пари із суміші на вході та на виході апаратів суттєво відрізняється (наприклад, на вході в апарат вакуум-конденсаторної установки вміст газів, що не конденсуються, в парогазовій суміші складає 1-5%, а на виході 70-80%). При цьому температура пари, що конденсується, змінюється відповідно зміні парціального тиску пари в газовій суміші, а інтенсивність теплообміну із збільшенням вмісту газів, що не конденсуються, значно зменшується.

Аналіз процесів перенесення теплоти та маси при конденсації пари із суміші з газом, що не конденсується, очевидно, може бути визнаний адекватним реальній фізичній картині процесів, якщо він забезпечує врахування спільного впливу потоків теплоти та компонентів суміші як в тепловому та дифузійному граничних шарах газоподібної фази, так і перенесення теплоти в товщі рідини. Однак побудова таких моделей на даному етапі вивчення теплогідродинамічних характеристик струменевих течій не видається можливою, оскільки на сьогодні відсутні результати досліджень, які б дозволили сформулювати геометричні умови однозначності та, як наслідок, замкнути крайову задачу перенесення теплоти та маси.

В цих умовах видається доцільним аналізувати експериментальні дані з метою отримання розрахункових рівнянь, з допомогою яких можна було б реалізувати інтегральні інженерні методики. При цьому очевидно, значне спрощення задачі дозволяє застосувати для її розв'язання відповідні підходи.

Як свідчать результати аналізу, найчастіше при обробленні експериментальних даних використовується методика, що дозволяє визначити відносне зниження інтенсивності теплообміну в залежності від масового вмісту компоненту, що не конденсується, в парогазовій суміші.

Для об'єкту даного дослідження розрахункове рівняння, очевидно, набуде вигляду

$$S_t/S_{t0} = f(\varepsilon), \quad (27)$$

де S_{t0} – значення числа Стентона, розраховане для випадку конденсації чистої пари, ε – відносна масова концентрація компонента, що не конденсується.

Однак, при цьому виникає наступне методологічне питання. Наявність газів, що не конденсуються, в спрощеній постановці задачі викликає зниження інтенсивності теплообміну внаслідок:

- зниження температури нагрівного середовища;
- наявності так званого дифузійного опору в газовій фазі.

Тому, щоб розділити ці два механізми, при розрахунку в якості температури нагрівного середовища приймаємо температуру насичення нагрівної пари при її парціальному тиску.

Аналіз результатів експериментального дослідження впливу наявності повітря на інтенсивність теплообміну під час конденсації водяної пари з парогазової суміші на поверхні вільного струменя, який витікає із щілинних розподільних пристроїв, проведеного на кафедрі теплоенергетики Національного університету харчових технологій, дозволив отримати розрахункову залежність

$$St/St_0 = (1 - \varepsilon)^{5.538}. \quad (28)$$

Проведене порівняння результатів розрахунків за останньою формулою з результатами розрахунків за формулою В.О. Єрмолова для циліндричних струменів рідини [6].

Зроблено висновок, що вплив наявності газів, які не конденсуються, на інтенсивність теплообміну під час конденсації водяної пари на вільному плоскому струмені, що витікає з щілинного водозливу, у всьому діапазоні зміни ε менший, ніж під час конденсації пари на пучку вертикальних струменів, що витікають з круглих отворів.

Очевидно, це є результатом відмінностей гідродинамічних характеристик цих типів струменевих течій. В той же час, при збільшенні ε до 40% та вище результати зближуються, що свідчить про подібний асимптотичний вплив концентрації газів на теплообмін в цьому діапазоні зміни ε .

ВИСНОВКИ

В результаті комплексного аналізу розроблені методики розрахунку теплогідродинамічних характеристик тепломасообмінних апаратів з безпосереднім контактом фаз з конічними розподілювачами рідини, які базуються на аналітичних та емпіричних залежностях для розрахунку гідродинаміки струменів рідини та теплообміну в них. ■

Список використаних джерел

1. Василенко С.М., Шутюк В.В. Моделювання течії руху рідини по поверхні конічних розподільних пристроїв // Наукові праці УДУХТ. – 2001. – № 9. – С. 134 – 135.
2. Басаргин Б.Н., Заварин Н.Д. О скорости радиального течения жидкости по поверхности неподвижного диска // Массообменные и теплообменные процессы химической технологии. – Ярославль, 1975. – С. 109 – 112.
3. Василенко С.М., Рогоза О.Б., Котляров В.А. Гідравлічний розрахунок тепломасообмінних апаратів з конічними розподілювачами рідини // Вестник Харьковского гос. политехнического ун-та. – 2000. – Вып. 105. – С. 128 – 131.
4. Василенко С.М. Теплообмін в парорідинних течіях теплообмінних апаратів харчових виробництв // Дис. докт. техн. наук. – Київ, 2003. – 326 с.
5. Василенко С.М., Котляров В.А., Колосок М.І. Ефективність тепломасообмінних апаратів з безпосереднім контактом фаз // Наукові праці УДУХТ. – 2001р. – № 10, Ч. III – С. 39 – 40.
6. Ермолов В.Ф. Экспериментальное исследование тепло- и массообмена в пучке струй воды, омываемых поперечным потоком пара, или паровоздушной смеси при вакууме // Труды ЦКТИ. – 1965. – вып. 63. – С. 53 – 63.

ЦІКАВІ ФАКТИ

Історія підкорення світу

Цукор був знайомий людині ще з давніх часів. Рослини, які мали солодкий смак, росли в Новій Гвінеї тисячі років тому. Стародавні люди нерідко воювали за володіння цими рослинами. Пізніше з розвитком цивілізації стебла цукрової тростини стали обмінювати на інші товари, і їх використання розширилося. Таким шляхом торгівці розповсюдили цукор на островах Тихого океану, в його південну частину, а також завезли в Індонезію, Азію та на Філіппіни.

У різних країнах цукор добували найрізноманітнішими способами: китайці робили цукор з сорго, єгиптяни - з бобів, канадці - з кленового соку, а поляки - з березового, литовці - з коренів пастернаку, а в Білорусії - з петрушки. Саме в Індії знайшли спосіб отримувати цукор з тростини.

Цукрова тростина була відома в Індії, ймовірно, ще в доісторичні часи. Ми знаємо напевно, що в 400 році до н.е. тростинний цукор був широко поширений в Індії. Першими європейцями, що дізналися про цукрову тростину, були завойовники, що прийшли в Індію з Олександром Македонським в 325 році до н.е. Його описали як траву, що дає мед без допомоги бджіл.

З Індії культура цукрової тростини та виробництво цукру між 500 і 700 роками поширились в Персію. Коли мусульмани з Персії завойовували Аравійський півострів, Сирію, Палестину, Єгипет і Середземномор'я, вони ввели в цих країнах звичай споживати цукор.

Цукрову тростину було вперше завезено в Сполучені Штати в 1751 році. Єзуїтські місіонери привезли цукрову тростину з Гаїті в Новий Орлеан, штат Луїзіана. З 1795 року розпочалось промислове виробництво цукру.

У більшості європейських країн їжа підсолоджувалась тільки медом. Цукор був заморським делікатесом і через свою велику вартість вважався розкошами, доступними лише обраним. Наприклад, в Англії вживали цукор при дворі Генріха III в 1264 році, але до 1319 році він не був доступний широким верствам населення. Цукор був настільки дорогим товаром, що його зберігали в спеціальних банках, які закривалися на замок.