

Теплообмін в кип'ятильних трубах випарних апаратів – історія дослідження

В.П. Петренко, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та холодої техніки, Національний університет харчових технологій

М.О. Прядко, доктор технічних наук, завідувач кафедри теплоенергетики та холодої техніки, Національний університет харчових технологій

Я.І. Засядько, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та холодої техніки, Національний університет харчових технологій

С.М. Василенко, доктор технічних наук, Український науково-дослідний інститут цукрової промисловості

Надані результати досліджень теплообміну та гідродинаміки в двофазних потоках, пов'язаних з розв'язанням науково-технічної проблеми розробкою методів розрахунку та проектування випарних апаратів.

Ключові слова: двофазний потік, випарний апарат, теплообмін, гідродинаміка, циркуляційний контур

Предоставленные результаты исследования теплообмена и гидродинамики в двухфазных потоках, связанных с решением научно-технической проблемы разработки методов расчета и проектирования выпарных аппаратов.

Ключевые слова: двухфазный поток, выпарной аппарат, теплообмен, гидродинамика, циркуляционный контур

Results of researches of heat exchange and hydrodynamics in the two-phase flow connected with the decision of scientifically technical problem of working out of methods of calculation and designing of evaporating devices are presented.

Key words: two-phase flow, evaporator, heat exchange, hydrodynamics, circulating contour

Стратегія розвитку цукрової промисловості в 60-ті роки базувалася на збільшенні потужності кіндів за умови впровадження нового потужного теплотехнологічного обладнання. Відповідно поставило завдання нарощування поверхні теплообміну випарних апаратів як за рахунок кількості, так і довжини кип'ятильних труб. За даних умов ставав відчутнішим вплив гідродинаміки циркуляційних контурів в теплообмінних камерах на інтенсивність теплопередачі, що спонукало до вивчення теплообміну та гідродинаміки двофазних потоків в кип'ятильних трубах з метою науково обґрунтованих методів їх розрахунку.

Перші експериментальні дослідження процесу кипіння в каналах проходились на коротких трубах, а кореляції отриманих даних базувались на моделях кипіння у великому об'ємі. Проведені дослідження по кипінню в коротких трубах при значних теплових потоках підтвердили відповідність закономірностей теплообміну в трубах та великому об'ємі [1], оскільки інтенсивний процес бульбашкового кипіння пригнічував усі інші механізми передачі тепла. Проте зі збільшенням довжини труб в області режимних параметрів характерних для роботи випарних апаратів експериментальні результати суттєво відрізнялись від розрахункових.

Одним з перших дослідників, хто пролив світло на вказані відмінності, був Н.Ю. Тобілевич, який дослідив характер зміни теплового потоку по довжині труби і отримав чітку залежність інтенсивності теплообміну при пароутворенні від гідродинамічних параметрів двофазного потоку [2].

Особливістю роботи кип'ятильної труби випарного апарата є те, що вона являється елементом циркуляційного контура, в результаті чого інтенсивність протікання гідродинамічних та теплових процесів залежить від повноти замкнення контура, тобто п'єзометричного рівня. Особливо відчутним цей фактор стає в області вакууму, де стрімко зростає градієнт температури насичення по тиску і залежність теплового потоку від п'єзометричного рівня набуває екстремального характеру.

За даних умов поставали питання «узв'язки» параметрів кипіння в умовах вимушеної конвекції на інтенсивність теплообміну при пароутворенні в трубах з гідродинамікою циркуляційного контура при різних п'єзометричних рівнях, що неможливо здійснити простими експериментальними методами.

Великим кроком вперед в прагматичному сенсі отримання надійного співвідношення для розрахунку теплообміну у випарних апаратах з природною циркуляцією системи Роберта були ідеї Н.Ю. Тобілевича осередити та узагальнювати лише ті результати, що стосувалися оптимального п'єзометричного рівня, тобто рівня, що відповідав максимальному значенню теплового потоку. Важ-

ливим є те, що оптимальний рівень виставляється візуально по рівню двофазного барботажного шару над трубою дошкою, і саме цей рівень є робочим в процесі експлуатації випарних апаратів системи Роберта.

Отримане, в результаті узагальнення осереднених для оптимального рівня результатів досліджень рівняння, має простий вигляд і застосовується по цей час для розрахунку інтенсивності тепловіддачі при кипінні в трубах випарних апаратів системи Роберта [2]:

$$Nu = 3.25 \cdot 10^{-4} Pe^{0.8} \cdot Kr^{0.7} \cdot Ga^{0.125} \quad (1)$$

де $Pe = \frac{q \cdot l^*}{r \cdot \rho_2 \cdot a}$; $Ga = \frac{g \cdot l^{*3}}{\nu_1^2}$; $Nu = \frac{\alpha \cdot l^*}{\lambda}$ – числа Пекле кипіння, Галілея та Нуссельта відповідно;

$Kr = \frac{Pl^*}{\sigma}$ – параметр тиску; $l^* = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_1 - \rho_2)}}$ – капілярна постійна; P – тиск насичення; q – тепловий

потік; a – температуропровідність; ρ – густина; r – теплота фазового перетворення; ν – кінематична в'язкість; g – прискорення вільного падіння; σ – поверхневий натяг. Індекс «1» відповідає рідкій фазі, «2» – паровій.

Там же наведено співвідношення для тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі:

$$Nu = 1.04 \cdot 10^{-4} Pe^{0.7} \cdot Kr^{0.7} \cdot Ga^{0.125} \quad (2)$$

Видно, що рівняння (1) для теплообміну в каналах повторює структуру співвідношення (2) у великому об'ємі; при цьому, вклад конвективної складової в загальному термічному опорі при кипінні в умовах вимушеної конвекції враховано простою зміною постійних коефіцієнтів. Зменшення показника степеню при числі Пекле від 0.7 до 0.6 неявно враховувало пригнічення поверхневого кипіння в результаті двофазної конвекції, а збільшення значення постійного коефіцієнта – інтенсифікуючий вплив на тепловіддачу направлено парорідинного ядра потоку.

Проте узагальнити експериментальні дані по тепловіддачі при кипінні в трубах різної довжини в розглянутій формі не вдавалось. Зі збільшенням довжини парогенеруючого каналу зростала швидкість парорідинного ядра і, відповідно, частка каналу з пригніченим, або повністю відсутнім поверхневим кипінням, а вплив теплового потоку на теплообмін виражався побічно через зростання швидкості. В явному вигляді швидкість парорідинної суміші, або компонентів фаз в узагальнюючому комплексі

$\frac{q \cdot l^*}{r \cdot \rho_2 \cdot a}$, що входить в рівняння (1) відсутні.

Перші спроби аналізу даних по тепловіддачі при кипінні в каналах з врахуванням швидкості циркуляції w_0 базувались на використанні або комплексу $\frac{q}{r \rho_2 w_0}$, запропонованого Н.Г. Стюшиним [3] для діапазону режимних параметрів, характерних для енергетичного обладнання, або комплексу $\frac{w_0 r \rho_1}{q}$,

запропонованого В.М. Боришанським [4] для узагальнення результатів по тепловіддачі до парорідинних потоків для тих же умов, але з високими паровмістими. Посидання в розглянутих комплексах швидкості циркуляції w_0 та швидкості суміші w_{02} з тепловим потоком q виявилося адалою кореляцією по узагальненню даних по тепловіддачі до киплячих потоків в умовах вимушеної конвекції рідин.

Для аналізу впливу витрати рідини на тепловіддачу при кипінні води та цукрових розчинів в кип'ятильних трубах, була проведена нова серія експериментальних досліджень на циркуляційному контурі з короткою (3 м) дослідною трубою [5] з безпосереднім вимірюванням швидкості циркуляції в широкому діапазоні зміни температурних напорів та висоти п'єзометричних рівнів. Результати досліджень виявили як суттєву роль конвективної складової в процесі інтенсифікації теплообміну при кипінні в трубах, так і існування значної нерівномірності інтенсивності теплообміну по висоті. Для узагальнення отриманих результатів був використаний параметр Стюшина, в якому швидкість циркуляції

на вході в трубу замінено на дійсну середню $\frac{q(1-\varphi)}{r \rho_2 w_1}$, що дещо ускладнило практичне застосування

отриманого розрахункового рівняння, але дало можливість кореляції повного об'єму даних при незначних теплових потоках, характерних для роботи випарних апаратів [5]:

$$\frac{Nu}{Nu_{\text{кип}}} = 2.5 \left[\frac{q(1-\varphi)}{r \rho_2 w_1} \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{0.7} \frac{r}{c \Delta T} \sqrt{Pr} \right]^{0.62} \quad (3)$$

де $Nu_{\text{конт}} =$ число Нуссельта для умов конвективного теплообміну; φ – дійсний об'ємний паровміст; ϵ – теплоємність; ΔT – теплоперенос між стінкою та ядром потоку; w_1, w_2 – приведені до перерізу каналу швидкості рідкої та газоподібної фаз, відповідно.

Рівняння (3) відображає закономірності теплообміну при кипінні в трубах в довільному діапазоні заповнення циркуляційного контуру, а не лише оптимальному, тому його роль є важливою при перевірних розрахунках інтенсивності тепловіддачі у короткотрубних випарних апаратах при відмінних від оптимального п'єзометричних рівнях.

Наступна серія експериментальних досліджень була присвячена питанням науково обґрунтованих методів розрахунку теплообміну в довгих парогенеруючих каналах відповідно до умов роботи потужних однопрохідних випарних апаратів. Відсутність циркуляційного контуру в таких апаратах спричиняло суттєве, у порівнянні з циркуляційними апаратами, зменшення масової швидкості, і, відповідно, зміну гідродинамічного режиму руху та структури потоку.

Експериментальні дослідження були виконані М.О. Масліковим та В.М. Філоненко [6, 7] на трубах та кільцевих каналах довжиною 9 м. За даних умов, коли має місце дефіцит рідини, збільшувалася роль витрати парової фази на конвективну складову інтенсифікації теплообміну при кипінні в умовах вимушеної конвекції. Тому узагальнення результатів виконано для осереднених по довжині каналів коефіцієнтів тепловіддачі у формі кореляції Боришанського. Для труби і кільцевого каналу отримані узагальнення мали вигляд [6, 7]:

$$\alpha = \alpha_{\text{ст}} \sqrt{1 + 4 \cdot 10^{-9} \left(\frac{\rho_1 w_{\text{сп}} r}{q} \right)^{1,5}}, \quad (4)$$

де $\alpha_{\text{ст}}$ – коефіцієнт тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі, розрахований по (2); $w_{\text{сп}} = \frac{w_2 - w_0}{\ln \frac{w_2}{w_0}}$ – середня швидкість ядра потоку;

$$\alpha = \alpha_{\text{ж}} \sqrt{1 + 10^{-3} \left(\frac{\rho_2 w_2 r}{q} \right)^{1,1}}, \quad (5)$$

де $\alpha_{\text{ж}}$ – коефіцієнт тепловіддачі при кипінні у трубах, розрахований по (1).

Проведений комплекс робіт та виконаний аналіз був кроком вперед в створенні адекватної моделі теплообміну в кип'ятильних трубах випарних апаратів, проте отримані результати не розкривали механізму впливу на тепловіддачу окремих факторів, оскільки швидкість парорідинного ядра одночасно пропорційно зростала зі збільшенням теплового потоку. В той же час було очевидно, що вплив рухомої з прискоренням парорідинної суміші на інтенсивність тепловіддачі проявляється через витрати парової та рідкої фаз як сумісно, так і незалежно.

Поставало питання розкриття механізму впливу на тепловіддачу окремих компонентів двофазного ядра з незалежним від теплового потоку примусовим введенням рідкої та парової фази, що і було зроблено як наступний етап загального комплексу досліджень [8].

В результаті проведених досліджень на експериментальному стенді в режимі автономної генерації компонентів фаз, по-перше, проявилася роль витратних характеристик на інтенсивність тепловіддачі, а, по-друге, їх взаємозв'язок через дію основного визначального параметра – дотичної напруги на стінці. В процесі пароутворення в трубі в залежності від співвідношення витрат фаз та густини пари встановлюється певна структура руху двофазного потоку – від бульбашкової до дисперсно-кільцевої, але саме дотична напруга визначала величину термічного опору тепловіддачі в усьому дослідженому діапазоні зміни режимних параметрів потоку незалежно від його структури.

Аналіз експериментальних даних показав, що в основу узагальнення результатів досліджень доцільно застосувати запропонований в [9] принцип суперпозиції мікро та макроконвективного перенесення теплоти бульбашковим кипінням та конвекцією, що стало базою для знаходження кореляцій. Основою запропонованої кореляції є комплекс $Re_* = \sqrt{To^2 + Re^2}$, який містить дві складові, які харак-

теризують вплив бульбашкового кипіння $To = \frac{q}{r \rho_2 u_0} \frac{\mu_2}{\mu_1} 10^5$, та вимушеної конвекції $Re_* = \frac{U^* r}{\nu}$.

Мірою динамічної дії ядра потоку на інтенсивність тепловіддачі є дотична напруга τ_0 , що входить в комплекс Re^* у формі динамічної швидкості $U^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho_1}}$. Вплив теплового потоку проявляється через параметр Толубінського $\frac{q}{r \rho_2 u_0}$, доповненого в'язкісним симплексом. Отримане розрахункове рівняння надано у вигляді [8]:

$$Nu = C Re_*^a Pr^m, \quad (6)$$

Показники степенів n , m та коефіцієнт C , як і сам параметр Re_s мають змінний середньозважений характер в залежності від переважаючої дії того чи іншого механізму теплообміну:

$$n = \frac{0,77To + 0,55 Re_s}{To + Re_s}, \quad m = \frac{0,5To + 0,3 Re_s}{To + Re_s}, \quad C = 0,71 - 0,565 \exp\left(-\sqrt{\frac{Re_s}{To}}\right).$$

Слід зазначити, що у разі відсутності направленої парорідинного потоку, тобто при $Re^* = 0$, рівняння (6) трансформується у співвідношення Толубінського для тепловіддачі при кипінні у великому об'ємі.

Найважливішою складовою в рівнянні (6) є дотична напруга на стінці, надійні методи розрахунку якої для потоків з високим об'ємним паровмістом були відсутніми. Тому паралельно з теплообміном виконувався комплекс робіт по дослідженню гідродинамічних параметрів двофазних потоків з високим об'ємним паровмістом [10]. Незв'язане моделювання потоків фаз та прямі методи вимірювань дотичної напруги (за допомогою рухомого елемента труби) та дійсного об'ємного паровмісту (методом відсікання потоку) надавали отриманим результатам статус високого ступеня достовірності і були використані як базові для кореляції даних по тепловіддачі до киплячих двофазних потоків.

Діапазон структурних форм руху двофазного потоку в кип'ятильних трубах випарних апаратів, як правило, обмежений спіненою та пробковою, що ідентифікується умовою $K_r = \frac{w_2 \sqrt{\rho_2}}{\sqrt{g\sigma(\rho_1 - \rho_2)}} < 3,2$.

Відповідно, для визначеного діапазону проведено комплекс досліджень втрат тиску від тертя [10], а результати узагальнені у формі:

$$\frac{\Delta P_{\text{тр}}^{\text{дв}}}{\Delta P_{\text{тр}}} = 2,58 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^{0,268} \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{0,25} \left(\frac{d^2 g \rho_1}{\sigma}\right)^{0,45} Re_1^{0,58} \frac{w_2 \sqrt{\rho_2}}{w_1 \sqrt{\rho_1}} \left(\frac{Fr_{\text{сма}}}{Fr_{\text{см}}}\right)^{0,22}, \quad (7)$$

де $Fr_{\text{сма}} = \frac{w_{\text{см}}^2}{g \cdot d}$; $Re_1 = \frac{w_1 d \rho_1}{\mu_1}$ – числа Фруда та Рейнольдса відповідно.

$Fr_{\text{см}} = 330$ – автомодельне число Фруда. Для всіх $Re_1 > 2500$, $(Re_1)^{0,58} = 93,5$.

Виходячи із (7) дотична напруга на стінці визначається як $\tau_w = \frac{\xi}{8} \rho_1 w_1^2 \frac{\Delta P_{\text{тр}}^{\text{дв}}}{\Delta P_{\text{тр}}}$, а коефіцієнт гідравлічного тертя для однофазного потоку рідини ξ в діапазоні чисел $Re_1 \leq 500$ та $3000 \leq Re_1$ розраховується за формулами гідравліки для ламінарного та турбулентного режимів руху відповідно. В перехідній області $500 \leq Re_1 \leq 3000$ запропоновано співвідношення для ξ , яке забезпечує плавність переходу та стикування кривих в ламінарній та турбулентній областях

$$\xi = \frac{64}{Re_1} + 0,024[1 - \exp(2 - 0,004 Re_1)].$$

Величину τ_0 в (6) розраховують як $\tau_0 = \tau_w [0,2 + 0,8(\exp(K_r - 3,2))^4]$ при $K_r \leq 3,2$; $\tau_0 = \tau_w$, при $K_r > 3,2$.

Для замикання задачі адекватного відображення теплогідродинамічних процесів в робочих каналах випарних апаратів необхідно доповнити отриманий матеріал даними по структурі розподілу фаз в парогенеруючому каналі, особливо по дійсному об'ємному паровмісту ϕ , оскільки саме цей параметр визначає густину парорідинної суміші і, відповідно, рушійну силу циркуляції в циркуляційних контурах.

Перший потужний пласт досліджень гідродинамічних параметрів двофазних потоків в циркуляційних контурах виконано ще в 1966 році С.Й. Ткаченко, проте отримані результати не охоплювали область високих паровмістів, характерних для роботи однопровідних випарних апаратів.

Експериментальне визначення ϕ в області спінених потоків з малим вмістом рідкої фази є складною задачею, оскільки кількість зібраної в результаті відсікання потоку рідини співрозмірна з рідиною, що залишається на стінках каналу. Задача була вирішена застосуванням методики витіснення залишків робочої рідини зі стінок каналу після відсікання гідрофобною рідиною [10], а отримані результати по ϕ в

області $K_r < 3,2$ узагальнені у формі $\phi = \frac{w_2}{w_{\text{см}} A}$, де

$$A = \left[1 + 4,224 Fr_1^{0,194} Ga^{-0,113} Bo^{-0,25} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{0,268} \right] \left[1 + 10^{-3} \exp \left\{ 4,285 Ga^{0,011} \left[1 - \left(\frac{w_2 \sqrt{\rho_2}}{3,2 \sqrt{g\sigma(\rho_1 - \rho_2)}} \right)^2 \right] \right\} \right]$$

$$Fr_1 = \frac{w_1^2}{g \cdot d}; Ga = \frac{g d^3}{\nu^2}; Bo = \frac{\sigma}{d^2 g (\rho_1 - \rho_2)} - \text{числа Фруда, Галіллея та Бонда відповідно.}$$

Таким чином, в основному було завершено комплекс експериментальних та теоретичних досліджень процесів теплообміну та гідродинаміки в двофазних потоках в області режимних параметрів, характерних для роботи випарних апаратів.

Отримані результати були узагальнені в єдину теоретичну базу науково обґрунтованих методів розрахунку та проектування випарних апаратів з під'йомним рухом парорідинної суміші [11].

ВИСНОВКИ

В результаті комплексу експериментальних та теоретичних досліджень розроблена повномасштабна науково-практична база для розрахунку теплогідродинамічних параметрів двофазних потоків в області малих масових швидкостей та тисків, характерних для роботи випарних апаратів з під'йомним рухом парорідинної суміші.

Список використаних джерел

1. Толубинский В.И. Об интенсификации теплообмена в испарителях. – Тр.Ин-та энергетики, 1948, № 3, с.88 – 98.
2. Тобилевич Н.Ю. Исследование рабочих процессов при выпаривании сахарных растворов. – Дис. докт.техн.наук., Киев, 1968, 390 с.
3. Стюшин Н.Г. Исследование влияния скорости принудительного движения жидкости на теплообмен при кипении под давлением. ЖТФ, т.23, вып.2, 1953.
4. Андреевский А.А., Боришанский В.М., Фромзель В.Н., Фокин Б.С. Анализ зависимостей для расчета коэффициентов теплообмена при течении в парогенерирующих каналах жидкости, нагретой до температуры насыщения. – ИФЖ., 1974, т.26, № 1, с. 142 – 164.
5. Ткаченко О.А. Исследование влияния скорости циркуляции и гидродинамики двухфазного потока на теплообмен при кипении в трубах выпарных аппаратов сахарных заводов. – Дис. канд.техн.наук., Киев, 1968, 228 с.
6. Масликов М.А. Исследование теплообмена при кипении сахарных растворов в кипятильных трубах длиннотрубных выпарных аппаратов. – Дис. канд.техн.наук., Киев, 1980, 177 с.
7. Филоненко В.Н. Исследование гидродинамики и теплообмена при кипении жидкости в кольцевых каналах с двусторонним обогревом. – Дис. канд.техн.наук., Киев, 1982, 181 с.
8. Петренко В.П. Теплообмен в двухфазных потоках с высокими объемными паросодержаниями. – Дис. канд.техн.наук., Киев, 1986, 230 с.
9. Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated liquids in convective flow. Ind. Engng. Chem. Process Design and Development, 5, 322, 1966.
10. Засяцько Я.П. Гидродинамика в двухфазных потоках с высокими объемными паросодержаниями. – Дис. канд.техн.наук., Киев, 1984, 210 с.
11. Прядко М.О. Совершенствование теплообменных аппаратов и установок в пищевой промышленности. – Дис.докт.техн.наук., - Киев, 1986, 350 с.

Рецензент: С.М. Василенко, д.т.н., проф.