

УДК 62-697.7

В.А. КОНОВАЛЮК, канд. техн. наук, доц., Криворізький національний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННИКАХ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРИХОВАНОЇ ТЕПЛОТИ КРИГОУТВОРЕННЯ

Мета. Метою роботи є розробка енергозберігаючої методики для зменшення витрат енергії на нагрівання повітря за рахунок використання прихованої теплоти кригоутворення. Цей спосіб є нетрадиційним, але при наявності великого водоймища достатньої глибини існує можливість підігрівання повітря в вертикальних камерах зрошення з використанням теплоти кригоутворення. При цьому замерзлі краплі за допомогою води повертаються у водоймище, де ця крига буде танути.

Методи дослідження. В роботі використано метод теоретичного й експериментального дослідження на моделі камери зрошення в зимовий період року. Теоретично встановлені залежності між параметрами повітря і води, експериментально визначено термічні коефіцієнти тепло- і масообміну.

Наукова новизна полягає в розробці нетрадиційного способу використання прихованої теплоти кригоутворення і створенні практичної методики розрахунку теплообмінника.

Практична значимість. В роботі описаний процес замерзання крапель під час їх падіння. Встановлено, що термічний коефіцієнт корисної дії залежить від діаметрів крапель, швидкості руху повітря, рівномірності розподілу крапель у камері зрошення. Найбільша ефективність теплообміну досягається при знаходженні крапель в «завислому стані». Для цього необхідно, щоб краплі були приблизно однакового розміру, а це в свою чергу залежить від діаметра сопла форсунок і тиску води перед нею. Цим умовам найкраще відповідають форсунки тангенціального типу з соплами діаметром 2 мм. Швидкість руху повітря в камері зрошення повинна бути в межах $1,3 \div 1,5$ м/с. Розроблена методика розрахунку нетрадиційного теплообмінника з використанням прихованої теплоти кригоутворення.

Результати. Отримано теоретичні залежності і розроблено практичні рекомендації для проектування теплообмінників з використанням прихованої теплоти кригоутворення. Розроблена методика розрахунку параметрів камер зрошення. Кількість рядів форсунок повинна бути рівною 2. Відстань між форсунками слід приймати 0,5м. Для надійного транспортування криги водою, відношення маси криги до маси води повинна бути 1:1. Таким чином робота дозволяє проектувати камери зрошення з використанням прихованої теплоти кригоутворення.

Ключові слова: прихована теплота кригоутворення, термічний коефіцієнт корисної дії, коефіцієнт теплообміну, коефіцієнт масообміну, водяна крапля.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Енергетичні затрати в загальному балансі більшості країн світу є найбільш вагомими. На сьогодні паливно-енергетичний комплекс України характеризується технологічною відсталістю, зношеністю промислово-виробничих фондів, неактивною політикою диверсифікації джерел нафто- і газопостачання тощо. З метою розв'язання енергетичних проблем визначено пріоритети енергетичної політики України, серед яких розширення використання беземісійних джерел енергопостачання, розвиток відновлюваних джерел енергії та використання альтернативних видів палива. Тому питання, які стосуються нетрадиційних способів отримання енергії є достатньо актуальними.

З досвіду Канади і Скандинавських країн пропонується для отримання теплової енергії використовувати приховану теплоту кригоутворення.

Аналіз досліджень і публікацій. Процеси теплообміну і теплопередачі відіграють істотну роль у різних галузях техніки та побуті. Сучасна технічна термодинаміка є основою теорії та технологічних процесів, в яких як вихідна енергія, що зазнає перетворень у робочому процесі, використовується теплота, в тому числі і та, що виділяється або поглинається тілом при фазовому переході [3,4]. Більш глибокі теоретичні дослідження теплових процесів викладені у фундаментальних працях [5,6,7] та в довідниках [8,9]. Можливості використання прихованої теплоти конденсації водяної пари достатньо вивчені, на відміну від використання прихованої теплоти кригоутворення. При нагріванні теплоносія теплота кригоутворення може використовуватися лише в якості першого ступеня нагріву, остаточний нагрів повинен здійснюватися за допомогою теплового насоса чи традиційного теплогенератора, але і при цьому буде істотна економія енергії. Цей спосіб можливо використовувати для подачі підігрітого повітря в великі чи надвеликі виробничі приміщення, наприклад, цехи промислових підприємств. Основні методики технологічного розрахунку теплообмінних процесів та обладнання для їх реалізації наведено [10, 11, 12, 13], але теорія процесів теплообміну в камерах зрошення і їх розрахунок за умови використання прихованої теплоти кригоутворення розроблені в недостатній мірі. Із огляду наукових робіт і практичних даних слід зробити висновок, що проблема є достатньо складною і недостатньо вивченою, як теоретично так і практично.

Постановка завдання. Задачею цієї роботи є теоретичні дослідження процесу замерзання крапель води в залежності від їх дисперсності і процесу руху. Необхідно визначити експериментальним способом значення термічного коефіцієнта корисної дії, а також коефіцієнтів тепло- і масообміну, розробити методику розрахунку теплообмінних апаратів, що здатні використовувати приховану теплоту кригоутворення.

Викладення матеріалу та результати. Найкращий спосіб використання енергії прихованої теплоти кригоутворення це застосування вертикальних камер зрошення, де рух водяних крапель і повітря протитічний, тобто водяні краплі падають вниз, а холодне повітря підіймається вгору. Так як краплі полідисперсні, то при відповідній швидкості повітря дрібні краплі підіймаються догори, осідають на сепараторі і у вигляді крупних крапель падають вниз. Краплі середньої дисперсності можуть падати дуже повільно, при цьому віддають більше тепла ніж краплі іншої дисперсності. Крупні краплі падають швидше і віддають меншу кількість тепла. Було б доцільніше якби краплі були монодисперсними, і їх дисперсність була невеликою. Але в сучасних умовах відсутні форсунок, що здатні створювати монодисперсні краплі. Практичний досвід роботи форсунок показує, що найкраще даним вимогам задовольняють форсунок тангенціального типу.

Для вивчення впливу різних факторів і параметрів теплообмінника на ефективність тепло-масообміну теоретично опишемо діючу між ними залежність. Скористуємось для цього методикою розрахунку горизонтальної форсуночної камери, запропонованої О.Н. Щербанем і О.А. Кремневим [5]. Для цього візьмемо елементарний об'єм висотою dy . Диференціальне рівняння, яке пов'язує зміну вологовмісту і температури повітря з підведенням тепла, має вигляд

$$-(G \cdot c \cdot dt + G \cdot r \cdot dx) = \alpha_v \cdot F \cdot d_y \cdot (t - t_g) + \beta_v \cdot F \cdot d_y \cdot (P - P_g) \quad (1)$$

де G - витрата повітря, кг/год; c - теплоємність повітря, кДж/кг \cdot град; dt - зміна температури повітря на шляху dy , град; r - прихована теплота пароутворення, кДж/кг; dx - зміна вологовмісту повітря на шляху dy ; F - площа поперечного перерізу камери, м 2 ; α_v - об'ємний коефіцієнт тепловіддачі, кДж/м 3 \cdot град \cdot год; β_v - об'ємний коефіцієнт масовіддачі, кДж/м 3 \cdot мм.рт.ст \cdot год; t і P - температура і парціальний тиск водяної пари повітря на відстані y від початку теплообмінника, $^{\circ}$ С, мм.рт.ст; t_g і P_g - температура води і парціальний тиск водяної пари повітря при температурі води, $^{\circ}$ С, мм.рт.ст.

Ліва частина рівняння представляє собою кількість тепла, отриманого повітрям при його нагріванні ($G \cdot c \cdot dt$) і зволоженні ($G \cdot r \cdot dx$), а права частина - кількість тепла отриманого за рахунок конвективного теплообміну і масообміну. Вирішимо це рівняння для умов:

1. Тиск насиченої пари в межах (0 - (-20)) \square лінійно залежить від температури повітря. При цьому похибка не може перевершувати 1%, але значно спрощується розрахунок.
2. Температура води для нагрівання повітря взимку в великих водоймищах чи підземних водоводах має мінімальну температуру (+4 \div 0) \square .
3. Водяні краплі розподіляються в об'ємі теплообмінника рівномірно.
4. Коефіцієнти α_v , β_v , а також r і c незмінні по всьому об'єму теплообмінника.
5. Процес нагрівання і зволоження повітря відбувається при відносній вологості $\phi=1$. Крім того процес масообміну при низьких температурах зовсім несуттєвий.
6. Зважаючи на дуже малий парціальний тиск водяної пари парціальний тиск сухої частини повітря практично не змінюється. Парціальний тиск сухої частини повітря визначається як різниця барометричного тиску і середнього парціального тиску водяної пари ($B - P_{cp}$) і практично дорівнює B , тобто барометричному тиску.

Залежність тиску насиченої пари повітря від його температури описується рівнянням

$$P_{nn} = n \cdot (t - a) \quad (2)$$

$$\text{або з числовими коефіцієнтами} \quad P_{nn} = 0,185 \cdot (t + 23) \quad (3)$$

Вологовміст повітря при даній температурі, відносній вологості і тиску визначається із залежності

$$x = 0,629(\phi \cdot P_n) / (B - P_{cp}) \quad (4)$$

$$\text{Підставивши вираз (3) в (4), отримаємо} \quad x = A \cdot (t - a) \quad , \text{де} \quad A = (0,629 \cdot 0,185) / (B - P_{cp}) \quad (5)$$

Із виразу (5) витікає, що при зміні температури повітря на величину dt його вологовміст зміниться на величину $A \cdot dt$, тобто $dx = A \cdot dt$

(6)

Підставивши вирази (2) і (6) в (1), отримаємо $-G \cdot (c + A \cdot r) \cdot dt = (\alpha_v + n \cdot \beta_v) \cdot (t - t_g) \cdot F \cdot d_y$ (7)

Поділимо перемінні і проінтегруємо праву і ліву частини диференційного рівняння (7) в межах: по температурі повітря від t_{ex} до t_{lux} і по висоті камери від 0 до H , будемо мати

$$-\int_{t_{ex}}^{t_{lux}} \frac{dt}{t - t_g} = \int_0^H \frac{\alpha_v + n \cdot \beta_v}{G \cdot (c + A \cdot r)} \cdot F \cdot dy$$

після інтегрування маємо

$$-\ln \frac{t - t_{lux}}{t - t_{ex}} = \frac{\alpha_v + n \cdot \beta_v}{G \cdot (c + A \cdot r)} \cdot F \cdot H \quad (8)$$

Із залежності (8) видно, що використовуючи лише приховану теплоту кригоутворення, отримати температуру повітря 0 і вище неможливо. Але так як вода у відкритих водоймищах з глибиною не менше 10 м може мати температуру 4 і вище, то на виході можливо отримати температуру повітря до 2 . При відомих значеннях коефіцієнтів α_v і β_v залежність (8) може бути вирішена відносно будь-якого іншого параметра.

Процес замерзання крапель відбувається з периферії до центру концентричними шарами. Швидкість промерзання крапель визначається умовами теплообміну між краплею і повітрям.

Якщо водяна крапля діаметром d з температурою 0 знаходиться в повітряному потоці з негативною температурою, то рівняння теплового балансу матиме вигляд

$$dG \cdot l = \alpha_s \cdot F \cdot (t_k - t_n) \cdot d\tau + \beta_s \cdot F \cdot r \cdot (P_k - P_n) \cdot d\tau \quad (9)$$

де dG - кількість створеної криги за час $d\tau$; l - прихована теплота кригоутворення, кДж/кг; α_s і β_s - коефіцієнти тепло- і масовіддачі по поверхні краплі, кДж/(град \cdot с \cdot м 2), кг/(с \cdot м 2 мм.рт.ст); F - площа поверхні краплі, м 2 ; t_k і t_n - відповідно температура краплі і повітря, $^{\circ}$ C; P_k і P_n - парціальний тиск пари на поверхні краплі і в повітрі, мм.рт.ст; r - прихована теплота випаровування, кДж/кг.

Якщо відомий ступінь зрошення, то можливо визначити об'єм повітря, який припадає на одну краплю відповідного розміру.

Зміна температури цього повітря і вміст в ньому водяної пари можна описати диференціальними рівняннями

$$(G/\rho) \cdot c_{en} \cdot dt_n = \alpha_s \cdot F \cdot (t_k - t_n) \cdot d\tau; \quad (0,622/P_B) \cdot (G/\rho) \cdot dP_n = \beta_s \cdot F \cdot (P_k - P_n) \cdot d\tau \quad (10, 11)$$

де ρ - ступінь зрошення, кг/кг; c_{en} - об'ємна вага волого повітря, кг/м 3 ; P_B - барометричний тиск повітря, мм.рт.ст.

При масообміні діаметр краплі змінюється за рахунок конденсації чи випаровування, але не на суттєву величину, тому цим можна знехтувати.

Якщо масу краплі записати через її діаметр і густину, то рівняння (8), (10) і (11) набудуть вигляду

$$dd/d\tau = G/(l \cdot \gamma) \cdot [\alpha_s \cdot (t_k - t_n) + \beta_s \cdot (P_k - P_n)] \quad (12)$$

$$dt_n/d\tau = (G \cdot \rho \cdot \alpha_s)/(d_0 \cdot \gamma \cdot c_{en}) \cdot (t_k - t_n) \quad (13)$$

$$dP_n/d\tau = (G \cdot \rho \cdot P_B \cdot \beta_s)/(d_0 \cdot \gamma^{0,622}) \cdot (P_k - P_n) \quad (14)$$

Інтегрування рівняння (13) від t_{noch} до $t_{кин}$ і від 0 до τ , а рівняння (14) від P_{noch} до $P_{кин}$ і від 0 до τ дасть

$$t_k - t_n = (t_k - t_{n,noch}) \cdot l \cdot \frac{G \cdot \rho \cdot \alpha_s \cdot \tau}{d_0 \cdot \gamma \cdot c_{en}}; \quad P_k - P_n = (P_k - P_{n,noch}) \cdot l \cdot \frac{G \cdot \rho \cdot P_B \cdot \beta_s \cdot \tau}{d_0 \cdot \gamma^{0,622}} \quad (15, 16)$$

Підставимо вирази (15) і (16) в залежність (12)

$$dd/d\tau = (G/l \cdot \gamma) \cdot l \cdot \frac{G \cdot \rho \cdot \tau}{d_0 \cdot \gamma} \left[\alpha_s \cdot (t_k - t_n) \cdot l \cdot \frac{ds}{c_{en}} + \beta_s \cdot (P_k - P_n) \cdot l \cdot \frac{P_B \cdot \beta_s}{0,622} \right] \quad (17)$$

При незначних змінах температури повітря з незначною похибкою можливо припустити лінійну залежність коефіцієнта масовіддачі від коефіцієнта тепловіддачі, а також тиску насиченої пари від температури. Приймаючи за граничні умови зміну діаметру краплі від d_0 до 0 і час від 0 до τ_3 , проінтегруємо вираз (17)

$$\tau_3 = (d_0 \cdot \gamma) / (G \cdot \rho \cdot d_s) \cdot \ln[(G \cdot \alpha_s) / (l \cdot \gamma)] \cdot (l^{1/c_{en}} + m \cdot n \cdot l^{0,622}) (0 - t_n), \quad (18)$$

або $\tau_3 = (d_0 / \alpha_s) \cdot A \cdot \ln \alpha_s \cdot B \cdot (0 - t_n)$, де $A = \gamma / G \cdot \rho$; $B = (G / l \cdot \gamma) \cdot (l^{1/c_{en}} + m \cdot n \cdot l^{0,622})$.

Таким чином, час замерзання краплі визначається в залежності від її діаметра, коефіцієнтів тепло- і масовіддачі і часу падіння. Залежність коефіцієнта тепловіддачі падаючої краплі води від її діаметра експериментально встановив Кутателадзе С.С. [6]

$$Nu = 2 + 0,03 Pr^{0,33} \cdot Re^{0,54} + 0,35 Pr^{0,356} \cdot Re^{0,8}$$

де Nu – критерій Нуссельта; Pr – критерій Прандтля; Re – критерій Рейнольдса.

При зменшенні діаметра крапель коефіцієнт тепловіддачі збільшується майже по гіперболічній залежності. При діаметрах крапель більше 0,5 мм зміна коефіцієнта не суттєва. Так як дисперсність крапель в камері зрошення знаходиться в межах 0,1÷0,5 мм, то використання формули (18) ускладнено, але вона дуже добре показує сам процес теплообміну в камері. Апроксимація цієї залежності дає формулу $\tau_3 = (180 \cdot d^{1,4}) \cdot (0 - t_n)$.

З цієї спрощеної формули добре видно, що чим нижче температура повітря, тим швидше здійснюється процес замерзання крапель, але починаючи з температури приблизно 0°C процес прискорення сповільнюється. Із викладеного вище витікає, що дисперсність крапель в кінцевому рахунку визначає параметри самої камери. Камера для використання теплоти кригоутворення обов'язково повинна бути протитісна. Теоретично час нагріву повітря відповідає часу замерзання крапель, але практично це не так. Замерзлі краплі необхідно транспортувати водою, кількість якої достатньо велика.

У даному випадку для виконання теплотехнічних розрахунків доцільно використовувати термічний коефіцієнт корисної дії теплообмінника. Він представляє собою відношення кількості використаного тепла до максимально підведеного $\eta = (i_{вих} - i_{вх}) \cdot ((T_{вх} \cdot c_p + l) \cdot \rho)$, де $i_{вих}$ - тепловміст повітря на виході, кДж/кг; $i_{вх}$ - тепловміст повітря на вході, кДж/кг; $T_{вх}$ - температура води на вході, °C; c_p - питома теплоємність води, кДж/кг·град; l - прихована теплота кригоутворення, кДж/кг; ρ - ступінь зрошення, кг/кг.

Обробка дослідних даних полягає у визначенні термічного ККД установки, а також об'ємних значень коефіцієнтів тепло- і масообміну. При дослідженні теплообмінника визначався вплив кожного фактору окремо (ступеня зрошення, швидкості повітря, температури повітря і води та конструктивних параметрів камери при постійних величинах інших факторів. Вимірами, в яких відхилення теплового балансу перевищувало 10% нехтували, а в якості результату кожного дослідження приймали середню величину від 2 до 10 вимірів.

На процес нагрівання і зволоження повітря значний вплив має ступінь зрошення, швидкість руху повітря і його температура. При невеликих ступенях зрошення використовується майже все явне і приховане тепло замерзання крапель. Зі збільшенням ступеня зрошення зменшується використання прихованої теплоти і відповідно зменшується і термічний ККД теплообмінника.

При високому ступені зрошення можливе використання лише явного тепла. Залежність величини термічного ККД від ступеня зрошення наведено на рис. 1.

При збільшенні кількості рядів форсунок і діаметра сопел величина термічного ККД зменшується за рахунок укрупнення крапель при перетині факелів і потраплянні води на стінки камери. Найбільше значення ККД спостерігається при одному ряді форсунок з діаметром сопел 2 мм. Зі зменшенням температури повітря, що входить, ККД зростає.

Згідно з проведеними дослідженнями при збільшенні швидкості повітря в камері зрошення термічний ККД зростає до певної величини, а потім зменшується (рис. 2).

Слід відзначити, що максимальна величина ККД має місце при швидкості повітря від 1 до 1,5 м/с, що відповідає швидкості зависання крапель.

Для отримання розрахункових залежностей був встановлений зв'язок між термічним ККД теплообмінника, швидкістю повітря, ступенем зрошення, температурою повітря і конструктивними параметрами камери. В усіх цих випадках при відносній вологості повітря в межах від 60 до 100 % і температурі води відкритих водоймищ $3 \div 6$ °С дослідні точки описуються наступною залежністю

$$\eta = c_{\eta} [0,0064 - 0,00078 \cdot t] / (0,1 + \rho) \cdot [V / (1 - 1,54 \cdot V + 0,72 \cdot V^2)] \quad (19)$$

де c_{η} - коефіцієнт, що характеризує конструкцію камери зрошення і залежить від теплоізоляційних властивостей стінок камери. Значення коефіцієнту залежить від кількості рядів форсунок, діаметра їх сопел і тепловтрат через стінки.

У результаті досліджень тепло- і масообміну в камері зрошення напівпромислової моделі теплообмінника були також отримані значення об'ємних коефіцієнтів тепло- і масовіддачі.

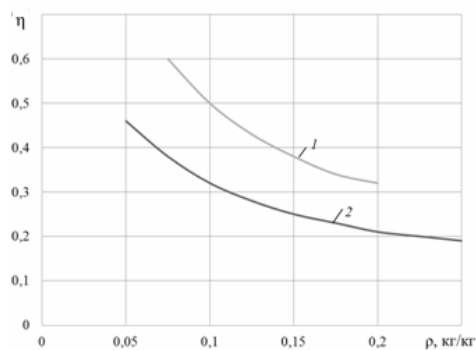


Рис.1. Залежність термічного ККД від ступеня зрошення. 1 – при 1 ряді форсунок, d сопла - 2 мм; 2 – при 3 рядах форсунок, d сопла - 4 мм

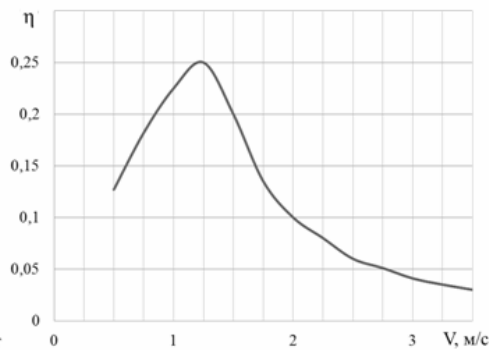


Рис.2. Залежність термічного ККД від швидкості повітряного потоку

Їхні значення визначалися за формулами $\alpha_v = (0,0012G \cdot c(t_2 - t_1)) / (A \cdot \Delta t_{cp} \cdot V)$, $\text{кДж/м}^3 \cdot \text{град} \cdot \text{с}$, $\beta_v = (G_{cn} \cdot c(d_2 - d_1)) / (1000 \cdot \Delta P_{cp} \cdot V)$, $\text{кг/м}^3 \cdot \text{мм.рт.ст.}$ де ΔP_{cp} і Δt_{cp} - середньологарифмічна різниця тиску і температури; V - робочий об'єм теплообмінника, м^3 ; G і G_{cn} - витрати вологого і сухого повітря, кг/кг .

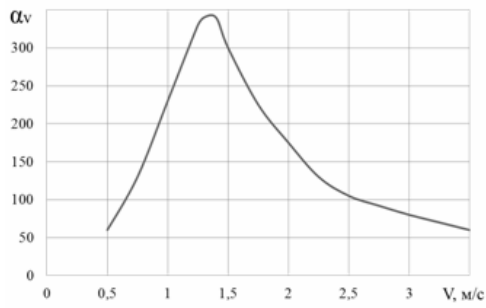


Рис.3. Залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості повітряного потоку

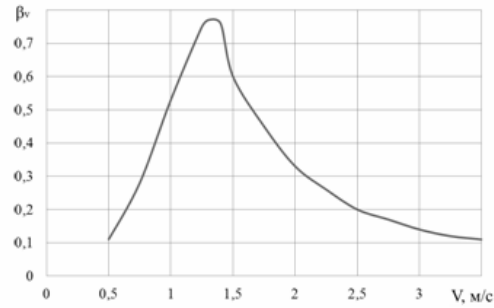


Рис.4. Залежність коефіцієнту масообміну від швидкості повітряного потоку

Значення коефіцієнтів тепло- і масовіддачі, віднесені до об'єму камери зрошення, так же як і термічний ККД залежить від ступеню зрошення, швидкості повітряного потоку, кількості рядів форсунок і діаметра їх сопел. Крім того коефіцієнт масовіддачі змінюється при зміні температури повітря на вході. При збільшенні ступеня зрошення об'ємні коефіцієнти тепло- масовіддачі збільшуються. Залежність коефіцієнтів тепло- масовіддачі від швидкості повітряного потоку має такий самий характер як і залежність термічного ККД від цього параметру (рис. 3, 4).

Зі збільшенням температури вхідного повітря коефіцієнт масовіддачі теж збільшується.

В загальному вигляді значення цих дослідних коефіцієнтів описується емпіричними залежностями

$$\alpha_v = c_{\alpha} \cdot \rho^{0,5} [V / (1 - 1,325 \cdot V + 0,57 \cdot V^2)], \quad \beta_v = c_{\beta} \cdot \rho^{0,7} / (0 - t)^{0,62} \cdot V / (1 - 1,325 \cdot V + 0,57 \cdot V^2),$$

де c_α і c_β - коефіцієнти, які враховують конструкцію камери зрошення і розподіл води.
Дослідні значення цих коефіцієнтів наведені в табл.

Таблиця

Значення коефіцієнтів c_α , c_β і c_η залежно від кількості рядів і діаметра сопла форсунок

Кількість рядів	Діаметр сопла форсунок, мм											
	2	3	4	5	2	3	4	5	2	3	4	5
	Коефіцієнт, який враховує конструкцію камери зрошення, c_α				Коефіцієнт, який враховує розподіл води в камері зрошення, c_β				Коефіцієнт, який залежить від теплоізоляційних властивостей стінок камери зрошення, c_η			
1	176	–	–	–	3,22	–	–	–	2,89	–	–	–
2	167	155	–	133	2,70	3,00	–	2,20	0,95	0,90	–	0,91
3	115	93	90	84	1,77	1,64	1,21	1,12	0,90	0,71	0,57	0,56

Найбільша ефективність теплообміну досягається при використанні форсунок тангенціального типу з соплами діаметром 2 мм. Швидкість руху повітря в камері зрошення повинна бути в межах $1,3 \div 1,5$ м/с.

Найвище значення термічного ККД досягається при мінімальному значенні тепловмісту води 0°C , тобто коли всі краплі замерзають.

В цьому випадку ступінь зрошення визначається з рівняння теплового балансу

$$\rho = [c_n(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})] / [c_p(\theta - t_p) + l] \quad (20)$$

де c_n - питома теплоємність вологого повітря, кДж/кг \cdot град; $t_{\text{вих}}$ і $t_{\text{вх}}$ - температура повітря на виході і вході, $^\circ\text{C}$; c_p - питома теплоємність рідини, кДж/кг \cdot град; t_p - температура рідини на вході, $^\circ\text{C}$; l - прихована теплота кригоутворення, кДж/кг.

Виходячи з формули (20) розрахункова величина ступеня зрошення при температурі зовнішнього повітря $(-7)^\circ\text{C}$ і температурі води $(+4)^\circ\text{C}$ дорівнює 0,05 кг/кг. Згідно результатів проведених дослідів, оптимальне значення ступеня зрошення - 0,13 кг/кг. Оптимальне значення ступеня зрошення для кожного типу камери необхідно приймати лише згідно дослідних даних на моделі відповідної камери.

Гідрокалориферна установка повинна розраховуватись на мінімальну середньозимову температуру для району експлуатації, а в разі зменшення температури - автоматично збільшувати подачу води.

Висновки та напрямок подальших досліджень. Використання прихованого тепла кригоутворення достатньо ефективно. Для отримання високого значення термічного коефіцієнта корисної дії необхідно створювати максимально монодисперсні краплі. Швидкість руху повітря в теплообміннику повинна бути близькою до швидкості зависання крапель.

В цьому випадку час замерзання крапель буде максимальним при тих же витратах води. Для надійного транспортування суміш води і криги повинна бути в співвідношенні 1:1 по масі.

Подальші дослідження повинні бути направлені на економічне обґрунтування використання прихованої теплоти кригоутворення в конкретних умовах.

Список літератури

1. Лапшин А.А. Использование шахтных вод для форсуночного охлаждения рудничного воздуха / А.А. Лапшин. – Горный вестник: ДВНЗ «КНУ», 2013. – Том 1, № 1 (96). – С. 206-211.
2. Безродный М.К. Гидродинамика и контактный теплообмен в некоторых газожидкостных системах: монография / М.К. Безродный, П.А. Барабаш, Н.Н. Голянд; МОНМС Украины, Нац. техн. ун-т Украины "Киев. политехн. ин-т". – К., 2011. – 408 с.
3. Горбис З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. – М.: Энергия, 1970. – 423 с.
4. Таубман Е.И. Контактные теплообменники / Е.И. Таубман, В.А. Горнев, В.Л. Мельцер. – М.: Химия, 1987. – 256с.
5. Щербань А.Н., Кремнев О.А. Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт. – К.: АН УССР, 1960. – 430 с.
6. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
7. Григорьев В.А. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники / В.А. Григорьев, Ю.И. Крохин: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 312 с.

8. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 2 / Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
9. Справочник по физико-техническим основам криогеники. – 2-е изд., перераб. и доп. / Под. ред. проф. М.П. Малкова. – М.: Энергия, 1973. – 392 с.
10. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчетов теплообменников / Г.Е. Каневец. – К.: Наукова думка, 1979. – 352 с.
11. Маньковский О.Н. Теплообменная аппаратура химических производств (инженерные методы расчета)/ О.Н Маньковский., А.Р Толчинский., М.В. Александров. – Л.: Химия, 1976. – 368 с.
12. Лесохин Е.И. Теплообменники – конденсаторы в процессах химической технологии: Моделирование, расчет, управление / Е.И.Лесохин, П.В. Рашковский. – Л.: Химия, 1990. – 288 с.
13. Данилова Г.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. – Л.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
14. Соломаха А.С. Гідродинаміка та тепломасообмін при адіабатному скипанні струменя води : автореф. дис. канд. техн. наук: 05.14.06 / Соломаха А.С. – К.: Нац. техн. ун-т України "Київ. політехн. ін-т", 2014. – 20 с.
15. Боттерил Дж. Теплообмен в псевдооживленном слое /Пер. с англ. – М.: Энергия, 1980. – 344 с.

Рукопис подано до редакції 29.03.17

УДК 658.567:669 156

Г.В. ГУБИН, д-р техн. наук, проф., В.В. ТКАЧ, канд. техн. наук, проф.,
Т.П. ЯРОШ, Г.Г. ГУБИН, кандидаты техн. наук, доц.
Криворожский национальный университет

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ МЕТОДЫ ОБЕСЦИНКОВАНИЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ШЛАМОВ

Цель. Для улучшения технологических показателей обесцинкования металлургических сухих шламов необходимо разработать технологию их магнитного обогащения с целью получения обесцинкованного продукта, пригодного для использования при агломерации железорудного сырья.

Методы. Исследован метод сухой магнитной сепарации цинкосодержащих металлургических шламов, который позволяет значительно снизить содержание цинка в обогащенном продукте. Окискованные материалы, полученные с использованием обесцинкованного продукта, не вызовут трудностей в доменном процессе получения чугуна.

Научная новизна. Предложена альтернативная технология обесцинкования металлургических шламов с высоким содержанием цинка, основными преимуществами которой можно считать низкие эксплуатационные затраты и возможность использования уже существующих на предприятии агрегатов.

Практическая ценность. Улучшение технологических показателей обесцинкования металлургических шламов достигается за счет лучшего разделения рудных и нерудных минералов в воздушном потоке, поскольку в меньшей степени проявляется магнитная флокуляция и адгезия рудных и нерудных частиц. В зависимости от типа сырья сухая схема разделения пылевозгонов металлургического производства может легко трансформироваться.

Результаты. Результаты экспериментальных исследований по разделению возгонов сталеплавильного процесса показывают, что в сухом магнитном сепараторе циклонного типа происходит разделение минералов по магнитным свойствам. Технологические показатели обогащения улучшаются с увеличением расхода воздуха через систему, поскольку возрастает линейная скорость газового потока в сепараторе, что способствует концентрации в магнитном продукте более мелких частиц оксида железа. Свободные частицы цинкосодержащих минералов с бедными железосодержащими сростками транспортирующим потоком выносятся в немагнитный продукт. Массовая доля железа общего в магнитном продукте составила 64,1 % при извлечении 62,8 %, а в немагнитном продукте концентрировалась минеральные образования цинка. Массовая доля цинка в нем достигала 3,46 % при извлечении 79,1 %.

Ключевые слова: металлургические шламы, обесцинкование, магнитная сепарация, циклонный сепаратор, извлечение, массовое содержание.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Проблема цинка в рудном сырье доменных печей известна давно и ей посвящено большое количество работ. Переход цинка в доменную шихту колеблется в пределах 0,1-5,0 кг/т чугуна, причем основным его источником является агломерат (60-99%).

Поступающий в доменные печи цинк при температуре выше 900-1000° С начинает восстанавливаться до газообразного состояния, поднимаясь с газовым потоком в верхние горизонты шахты. Часть его окисляется посредством CO₂ или оксидов железа, сублимируется и может снова опускаться с шихтовыми материалами до горизонта восстановления, создавая таким образом контур циркуляции. Оставшаяся часть цинка вместе с потоком выносятся из печи с пылевидными частицами в доменных газах. Масса накапливаемого цинка в доменных печах по