

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**

**НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА
АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

**ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА
ТА ПРОМИСЛОВА
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

Випуск 4

**Дніпропетровськ
Нова ідеологія
2012**

Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 4. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2012. – 236 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України (НМетАУ).
Протокол № 8 від 29 жовтня 2012 р.

Засновник видання:

Національна металургійна академія України.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу
масової інформації: серія КВ № 15114-3686Р от 10.04.2009 р.
Періодичність видання – 1 раз на рік.

Постановою президії ВАК України № 01 – 05/1 від 26.01.2011 р. збірник наукових праць «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» включено до переліку наукових фахових видань, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук.

У збірнику, що рецензується, публікуються результати робіт, які відповідають напрямкам досліджень спеціальності 05.14.06 – «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» (галузь – «технічні науки»), паспорт якої затверджено постановою президії ВАК України від 08.11.2000 р. № 23-08/9.

Адреса редакції: Редакція збірника наукових праць «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика», кафедра ТЕМП, НМетАУ, пр. Гагаріна 4, м. Дніпропетровськ, 49600, Україна.

Телефони:

заступник головного редактора (+380562) 47-44-27;
відповідальний секретар (+38067) 297-49-62.

Факс: (+380562) 46-24-73.

E-mail: ktemp@ktemp.dp.ua

Web-сайт: <http://ttpt.ktemp.dp.ua/index.html>

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Величко Олександр Григорович – Національна металургійна академія України (НМетАУ), ректор; чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф. – *головний редактор*.

Губинський Михайло Володимирович – НМетАУ, зав. каф. промислової теплоенергетики; д.т.н., проф. – *заступник головного редактора*.

Басок Борис Іванович – Інститут технічної теплофізики НАН України, заст. директора з наукової роботи; чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф.

Безродний Михайло Костянтинович – НТТУ «КПІ», зав. каф. теоретичної та промислової теплотехніки; д.т.н., проф.

Варга Августін (Augustin Varga) – Технічний університет (м. Кошице, Словаччина), зав. каф. теплотехніки промислових печей; Ph. D., Prof.

Волкова Олена Іванівна (Olena Volkova) – технічний університет «Гірська академія» м. Фрайберг (Німеччина), As. Prof.; Ph. D.

Грес Леонід Петрович – НМетАУ, проф. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; д.т.н., проф.

Губинський Володимир Йосипович – НМетАУ, проф. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; д.т.н., проф.

Єрьомін Олександр Олегович – НМетАУ, зав. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; к.т.н., доц.

Карп Ігор Миколайович – Інститут газу НАН України, почесний директор; академік НАН України, д.т.н., проф.

Кошельнік Вадим Михайлович – Національний політехнічний університет «Харківський політехнічний інститут», зав. каф. теплотехніки; д.т.н., проф.

Майстренко Олександр Юрійович – Інститут вугільних енерготехнологій НАН України, директор; академік НАН України, д.т.н., проф.

Недоп'юкін Федір Вікторович – Донецький національний університет, професор кафедри фізики нерівноважних процесів, метрології та екології; д.т.н., проф.

Павленко Анатолій Михайлович – Дніпродзержинський державний технічний університет, декан енергетичного факультету, професор кафедри теплоенергетики; д.т.н., проф.

Тімошпольський Володимир Ісаакович – ЗАТ «Нафтогазбудізоляція», директор з науки та нової техніки; д.т.н., проф.

Ткаченко Станіслав Йосипович – Вінницький національний технічний університет, зав. кафедри теплоенергетики; д.т.н., проф.

Хейфець Роберт Георгійович – ТОВ ПНЦ Трубосталь, заступник генерального директора з наукової роботи; д.т.н., проф.

Яковлєва Ірина Геннадіївна – Запорізька державна інженерна академія, зав. каф. теплоенергетики; д.т.н., проф.

Ярошенко Юрій Гаврилович – Уральський державний технічний університет – УПІ, проф. каф. теплофізики та інформатики в металургії; д.т.н., проф.

Гупало Олена В'ячеславівна – НМетАУ, доц. каф. теплотехніки та екології металургійних печей; к.т.н., доц. – *відповідальний секретар*.

Шемет Тетяна Миколаївна – НМетАУ, асистент каф. теплотехніки та екології металургійних печей – *технічний редактор*.

НЕЗАЛЕЖНІ РЕЦЕНЗЕНТИ

Професора, доктора технічних наук М.П. Ревун, І.О. Павлюченков, В.О. Габринєць, О.В. Бородулін, В.О. Маслов, О.Д. Горбунов.

УДК 697.1

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

Дранік Т.В. — магістрант, НТУУ «КПІ»

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СХЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З РЕКУПЕРАТОРОМ ХОЛОДУ

Розглянута теплонасосна схема кондиціонування повітря з рекуператором. Отримані основні залежності для оцінки термодинамічної ефективності цієї схеми. Проведений розрахунковий аналіз ефективності схеми. Показано, що використання рекуператора холоду для попереднього охолодження припливного повітря перед подачею його до теплового насоса та утилізації холоду витяжного повітря є ефективним рішенням в теплонасосних системах кондиціонування повітря.

Ключові слова: тепловий насос; кондиціонування повітря; рекуператор; термодинамічна ефективність.

Вступ

Використання теплових насосів для кондиціонування повітря все більш стає популярним в Україні. Як правило, це невеликі установки, які застосовуються у побутових приміщеннях, так звані спліт-системи. У громадських будівлях доцільно використовувати теплові насоси, що мають змогу забезпечувати не лише кондиціонування повітря, але й водночас вентиляцію приміщення. Такі теплові насоси потребують більшої затрати енергії, оскільки необхідно охолодити припливне повітря від температури навколишнього середовища до необхідної для подачі в приміщення.

В багатьох публікаціях (наприклад [1, 2]) розглядаються схеми теплових насосів, що працюють, як на опалення, так і на забезпечення кондиціонування в них. В цих роботах висвітлюються параметри, які слід враховувати при виборі теплонасосних схем кондиціонування повітря, але у відомих літературних джерелах бракує даних відносно термодинамічної ефективності різних теплонасосних схем як для опалення, так і для кондиціонування повітря. В роботі [3] розглянуто метод термодинамічного аналізу теплонасосних схем повітряного опалення, який дозволяє співставити ефективність різних схем.

Як і в системах повітряного опалення та вентиляції [4] для зменшення енергозатрат в схемах кондиціонування повітря можливо використовувати рекуператор, що буде попередньо охолоджувати зовнішнє повітря перед подачею його до теплового насосу за рахунок витяжного повітря.

Дана стаття досліджує питання термодинамічної ефективності теплонасосної схеми кондиціонування повітря з рекуператором холоду та показує, яким чином впливає рекуператор на енергоефективність схеми в цілому, що виражається величиною коефіцієнта використання зовнішньої енергії.

Постановка задачі

Мета статті – зробити аналіз та оцінити термодинамічну ефективність теплонасосних схем кондиціонування повітря з рекуператором холоду, та отримати значення коефіцієнта використання електричної енергії для таких систем.

Опис теплонасосної схеми кондиціонування повітря з рекуператором холоду

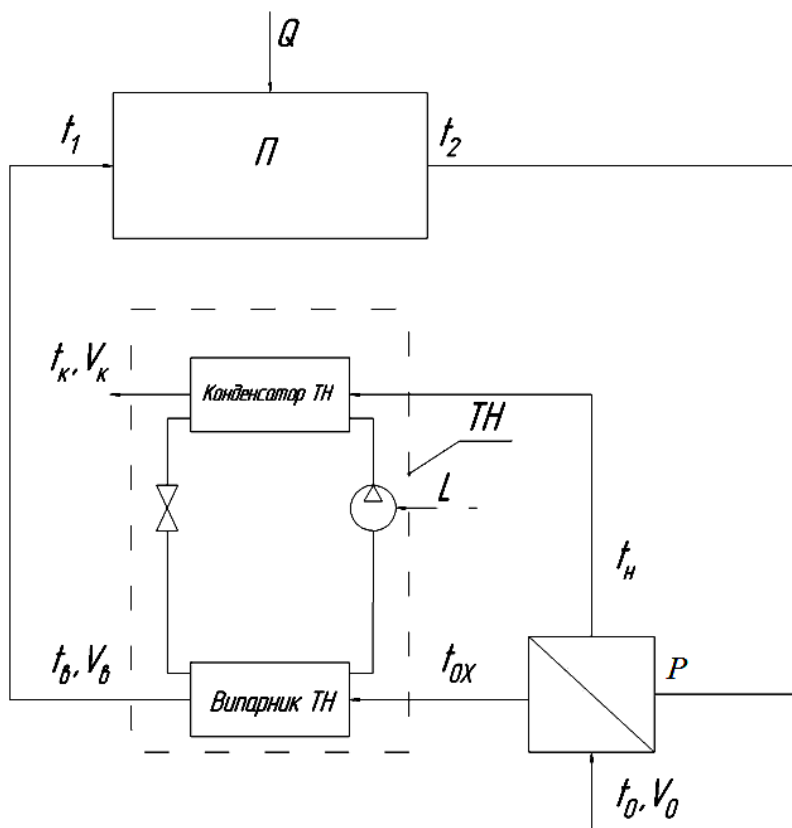


Рис. 1. Схема кондиціонування повітря з використанням рекуператора:

П – об'єкт, що кондиціонується; Р – рекуператор;

ТН – тепловий насос; L – робота приводу теплового насосу

Попередньо було виконано аналіз найбільш простих теплонасосних схем кондиціювання, на основі якого визначено термодинамічну ефективність простої схеми з виносним тепловим насосом, що дещо поступається спліт-системі, але забезпечує не тільки кондиціювання, а й вентиляцію приміщення. Разом з тим така система має можливості підвищення ефективності роботи за рахунок рекуперації холоду відпрацьованого повітря, що і є предметом аналізу в даній статті. Використання рекуператора холоду (рис. 1) дозволяє понизити температуру припливного повітря на вході у випарник теплового насосу (ТН), внаслідок чого знижується навантаження на випарник ТН. Це пов'язане з тим, що температура повітря на виході з приміщення є значно нижчою, ніж температура навколишнього повітря, тому його можна використовувати для попереднього охолодження припливного повітря, що подається на випарник, після чого подавати на конденсатор ТН та викидати у навколишнє середовище. Використання відпрацьованого повітря після рекуператора для охолодження конденсатора ТН є також ефективним рішенням, оскільки його температура буде меншою, ніж температура зовнішнього повітря.

Аналітичний аналіз системи

Термодинамічну ефективність роботи теплового насосу в системі кондиціювання повітря можна визначити за допомогою холодильного коефіцієнта ТН:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{вин}}}{L}, \quad (1)$$

де $L, Q_{\text{вин}}$ – затрата енергії на компресор ТН і кількість теплоти, відведеної від повітря у випарнику.

В свою чергу холодильний коефіцієнт ідеального циклу ТН, з урахуванням теплових необоротностей у випарнику і конденсаторі, можна визначити як:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{273 + t_k + \Delta t_k}{273 + t_g - \Delta t_g} - 1}, \quad (2)$$

де t_g, t_k – температури повітря на виході із випарника та конденсатора; $\Delta t_g, \Delta t_k$ – відповідно різниці температур повітря і робочого тіла ТН на виході із випарника і конденсатора. У відповідності з рекомендаціями

для повітряного ТН [5] в подальшому аналізі прийнято $\Delta t_g = 10^0 \text{C}$, $\Delta t_k = 10^0 \text{C}$.

Температура повітря на виході з випарника ТН $t_g = t_1$ (рис. 1) може бути представлена як:

$$t_g = t_2 - \Delta t, \quad (3)$$

де t_2 – температура повітря на виході з приміщення, Δt – перепад температур на виході та вході в приміщення.

Якщо величину Δt представити в прямо пропорційній залежності від різниці температур зовнішнього повітря і повітря в приміщенні t_n (або на виході з приміщення t_2):

$$\Delta t = \Delta t_{\max} \frac{t_0 - t_2}{t_0^p - t_2}, \quad (4)$$

де t_0^p – розрахункова температура навколишнього середовища для даної місцевості, то можна ввести в якості характеристики «напруженості» системи кондиціонування повітря величину $\Delta t_{\max}$, що дорівнює температурному перепаду Δt в найбільш несприятливих розрахункових умовах, тобто коли $t_0 = t_0^p$.

Рівняння (4) можна записати у вигляді:

$$\Delta t = K(t_0 - t_2), \quad (5)$$

де $K = \Delta t_{\max} / (t_0^p - t_2)$ – коефіцієнт, який за даних кліматичних умов (t_0^p) характеризує інтенсивність теплонадходжень до об'єкту, має залежати тільки від теплоізолюючої якості огорожуючої конструкції приміщення і в даному аналізі може бути прийнятим як параметр задачі.

Тоді, з врахуванням (5), температура повітря на виході із випарника ТН або на вході в приміщення може бути визначена як:

$$t_g = t_2 - K(t_0 - t_2). \quad (6)$$

В формулі (2) невідомою температурою є температура повітря t_k на виході з конденсатора. Цю температуру можна визначити з енергетичного балансу ТН:

$$Q_{\text{вин}} + L = Q_k. \quad (7)$$

Враховуючи, що:

$$Q_k = V_k \rho_o c_n (t_k - t_n), \quad (8)$$

$$L = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varepsilon}, \quad (9)$$

де

$$Q_{\text{вип}} = V_{\text{ox}} \rho_n c_n (t_{\text{ox}} - t_{\text{с}}), \quad (10)$$

і приймаючи рівність масових витрат повітря у випарнику та конденсаторі $V_k \rho_o = V_{\text{ox}} \rho_n$, можна отримати вираз для t_k :

$$t_k = t_n + t_{\text{ox}} - t_n \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} \right). \quad (11)$$

В рівнянні (11) невідомі температури відпрацьованого та припливного повітря після рекуператора t_n і t_{ox} можна знайти, використавши вираз для коефіцієнта рекуперації холоду:

$$\eta_p = \frac{t_n - t_2}{t_0 - t_2}, \quad (12)$$

де t_2 – температура витяжного повітря з приміщення, що обслуговується, та рівняння теплового балансу рекуператора.

Тоді отримаємо:

$$t_n = t_2 + t_o - t_2 \eta_p, \quad (13)$$

$$t_{\text{ox}} = t_0 - t_o - t_2 \eta_p. \quad (14)$$

З урахуванням (13) та (14), рівняння (11) приймає вигляд:

$$t_k = t_2 + t_o - t_1 \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} \right) - t_o - t_2 \frac{\eta_p}{\varepsilon} \quad (15)$$

або з врахуванням (5):

$$t_k = t_0 + \frac{t_o - t_2}{\varepsilon} \left[K \varepsilon + 1 + 1 - \eta_p \right]. \quad (16)$$

Термодинамічну ефективність роботи всієї схеми кондиціонування повітря можна охарактеризувати коефіцієнтом використання підведеної електричної енергії:

$$\eta_{\text{конд}} = \frac{L}{Q_{\text{конд}}}, \quad (17)$$

де L – потужність приводу теплового насоса, а $Q_{\text{конд}}$ – кількість теплоти, яка відбирається від зовнішнього повітря, що поступає в приміщення.

$$Q_{\text{конд}} = V_1 \rho_1 c_n (t_0 - t_1). \quad (18)$$

Величини L та $Q_{\text{вип}}$ визначаються за рівняннями (9) та (10) відповідно.

Тоді, на підставі рівнянь (9), (10) та (17), (18) можна отримати вираз для коефіцієнта використання енергії:

$$\eta_{\text{конд}} = \frac{(t_{\text{ох}} - t_1)}{(t_0 - t_1)} \frac{1}{\varepsilon}. \quad (19)$$

Враховуючи (14):

$$\eta_{\text{конд}} = \frac{\left[t_o - t_0 - t_2 \frac{\eta_p}{1+K} \right] - t_1 \frac{1}{\varepsilon}}{t_0 - t_2 - \Delta t} \frac{1}{\varepsilon}, \quad (20)$$

а також враховуючи (5):

$$\eta_{\text{конд}} = \left(1 - \frac{\eta_p}{1+K} \right) \frac{1}{\varepsilon}. \quad (21)$$

Як видно із цього рівняння, при $\eta_p = 0$ ефективність системи кондиціонування визначається тільки холодильним коефіцієнтом ТН, оскільки при цьому $\eta_{\text{конд}} = 1/\varepsilon$.

Розрахунковий аналіз системи

Рівняння (21) разом з рівняннями (2), (6) та (16) дозволяють провести чисельний аналіз ефективності теплонасосної системи кондиціонування, що розглядається. Приймаючи температуру в приміщенні заданою і постійною ($t_2 = \text{const}$), рівняння (21) можна записати у вигляді:

$$\eta_{\text{конд}} = f(K, \eta_p, t_0). \quad (22)$$

Таким чином, коефіцієнт використання енергії $\eta_{\text{конд}}$ при заданих параметрах K і η_p залежить тільки від температури зовнішнього повітря.

Розглянемо ефективність роботи схеми при $\eta_p = 0$. Даний режим роботи відповідає випадку, коли рекуператор не працює, а повітря з приміщення безпосередньо подається на конденсатор ТН. На рис. 2 крива 1 при $K=0$ відображає випадок, коли відсутні теплонадходження в приміщення, що обслуговується, і ТН працює тільки для забезпечення вентиляції. Як видно з даного графіку, зі збільшенням надходжень теплоти до приміщення (збільшення коефіцієнта K), збільшується витрата енергії на привід ТН, тому

потрібно зменшувати теплові надходження в приміщення шляхом використання енергоефективних конструкцій огороження приміщення.

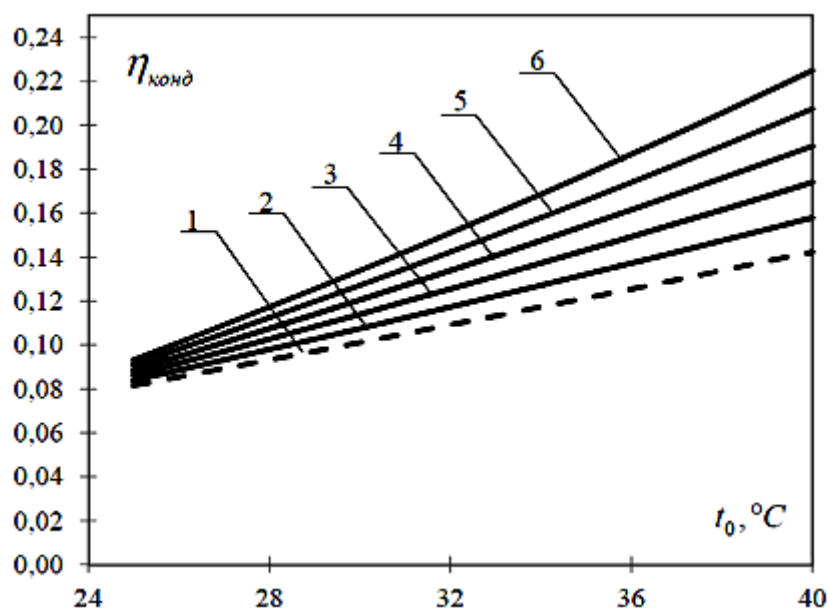
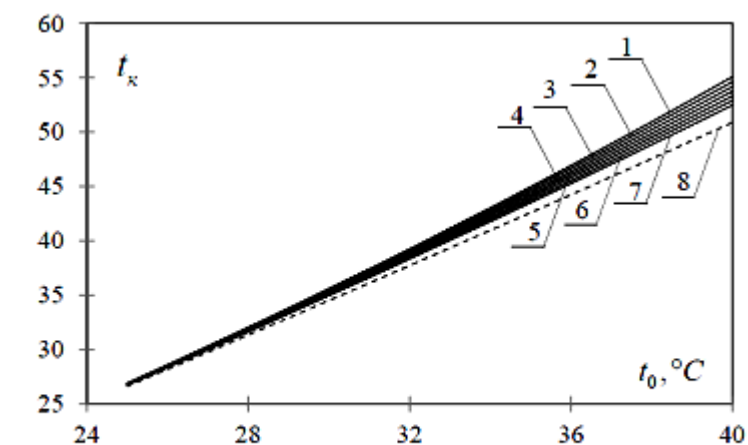


Рис. 2. Залежність теоретичного коефіцієнта використання енергії від температури навколишнього середовища t_0 при $\eta_p = 0$:
1 – $K=0$; 2 – 0,1; 3 – 0,2; 4 – 0,3; 5 – 0,4; 6 – 0,5

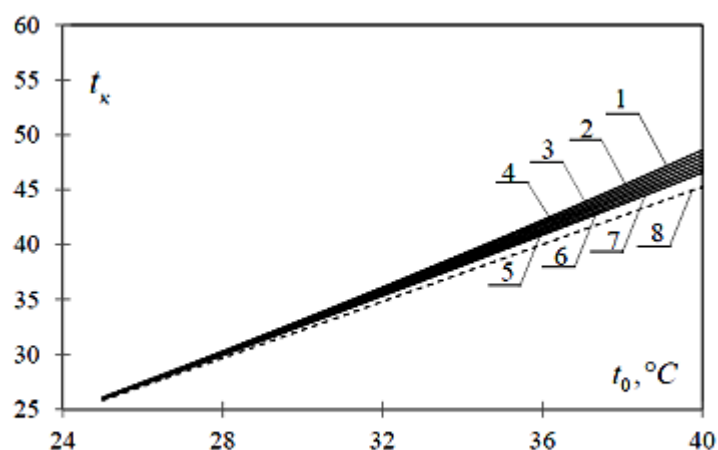
Одним із параметрів, що характеризує роботу ТН є значення температури повітря на виході з конденсатора ТН t_k .

На графіках, зображених на рис. 3, криві при $\eta_p=1$ відповідають режиму повної рекуперації, що практично реалізувати неможливо, але даний режим відображає теоретично можливі значення t_k в конкретних умовах експлуатації. Як видно з графіків, зі збільшенням коефіцієнта K , температура повітря на виході з конденсатора t_k також збільшується. Тобто, зі збільшенням теплонадходжень до приміщення погіршується робота ТН.

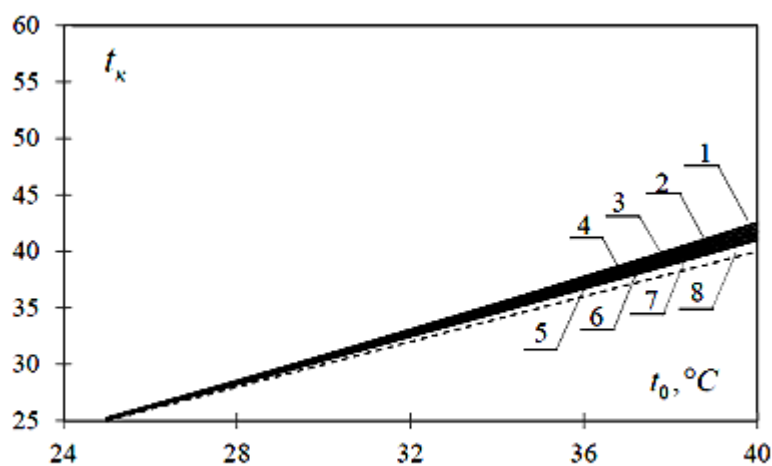
Ефективність роботи теплового насосу можна оцінити за допомогою холодильного коефіцієнта ε , зміна якого в залежності від t_0 при заданих K і η_p представлена на рис. 4.



а)



б)



в)

Рис. 3. Залежність температури повітря на виході з конденсатора ТН від температури навколишнього середовища t_0 :
а) $K=0,5$; б) $K=0,25$; в) $K=0$; 1 – $\eta_p=0$; 2 – 0,1; 3 – 0,2;
4 – 0,3; 5 – 0,4; 6 – 0,5; 7 – 0,6; 8 – 1

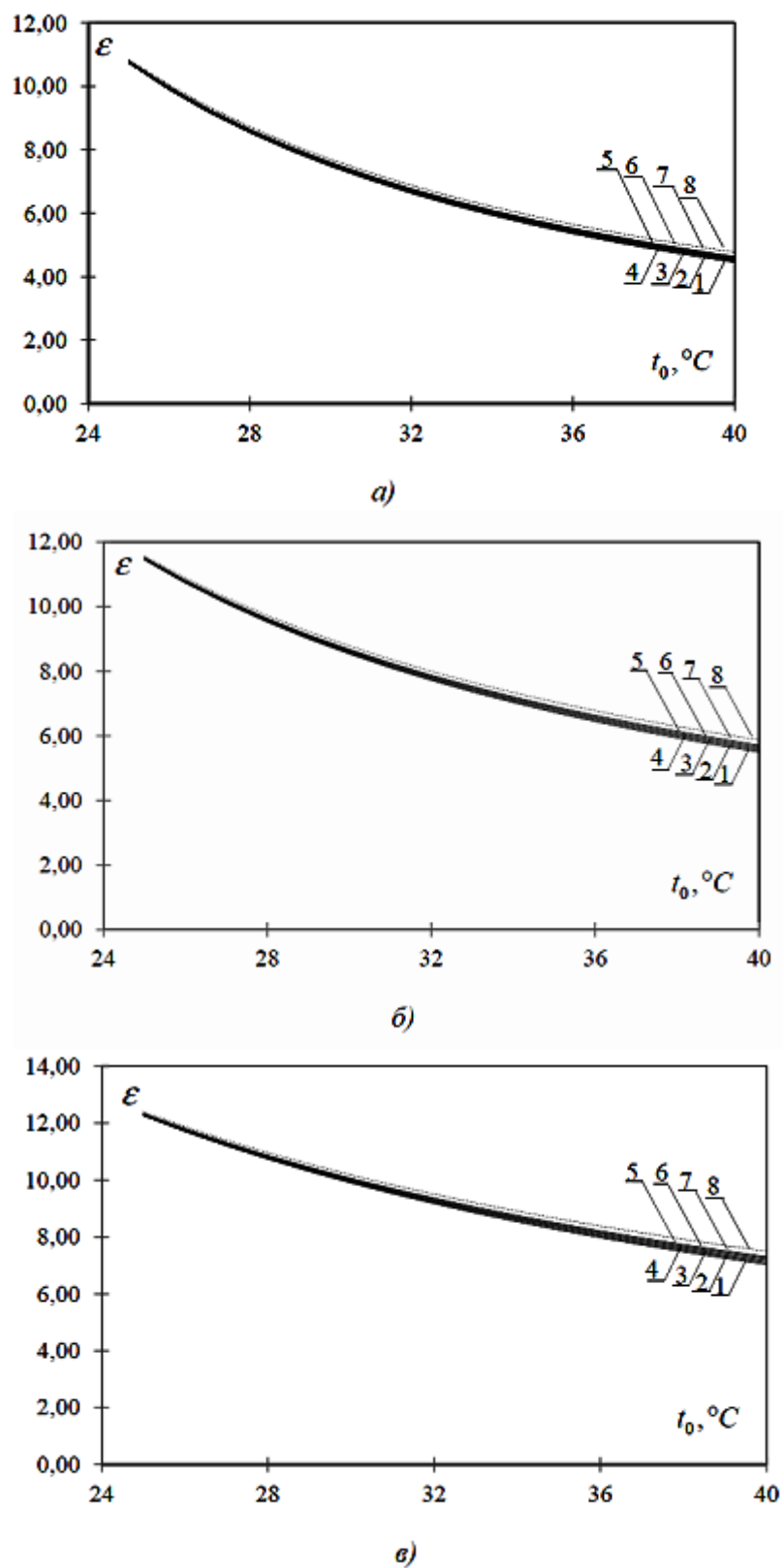
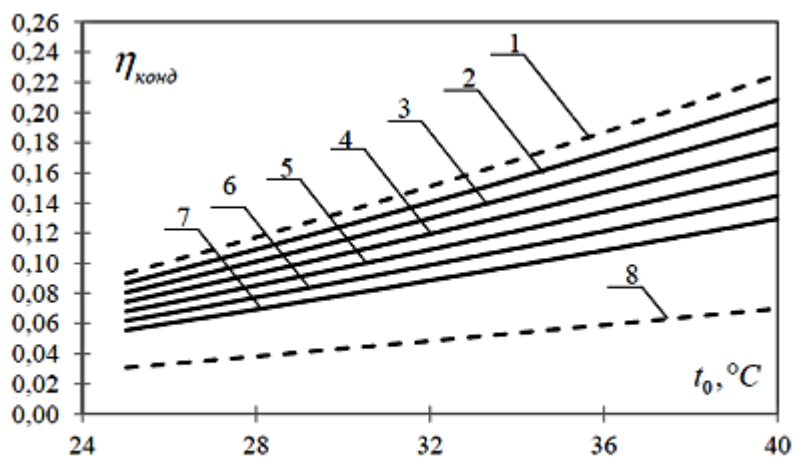
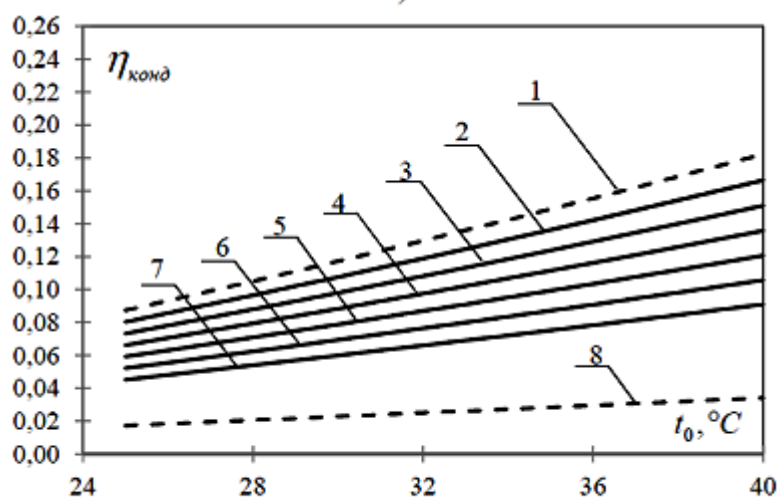


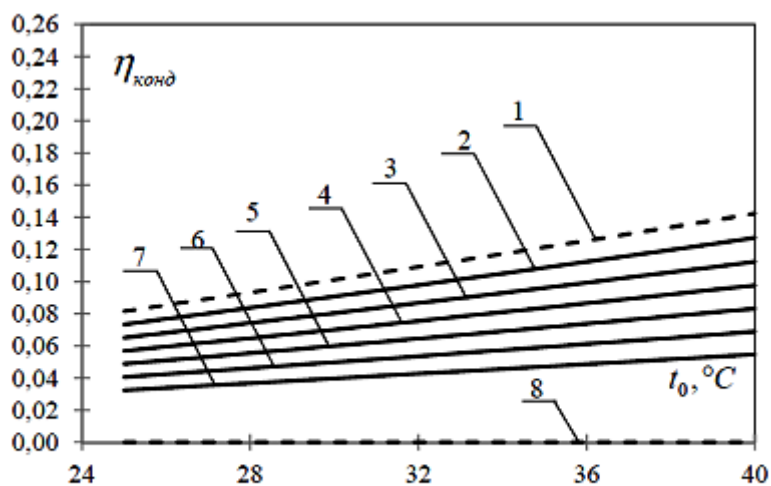
Рис. 4. Залежність холодильного коефіцієнта ТН від температури навколишнього середовища t_0 :
 а) $K=0,5$; б) $K=0,25$; в) $K=0$; 1 – $\eta_p=0$; 2 – $0,1$;
 3 – $0,2$; 4 – $0,3$; 5 – $0,4$; 6 – $0,5$; 7 – $0,6$; 8 – 1



а)



б)



в)

Рис. 5. Залежність коефіцієнта використання енергії $\eta_{\text{конд}}$ від температури навколишнього середовища t_0 :

а) $K=0,5$; б) $K=0,25$; в) $K=0$; 1 – $\eta_p=0$; 2 – $0,1$; 3 – $0,2$; 4 – $0,3$; 5 – $0,4$; 6 – $0,5$; 7 – $0,6$; 8 – 1

Як видно з графіків рис. 4, наявність рекуператора в схемі слабо впливає на ефективність роботи ТН, особливо при невеликих значеннях температури навколишнього середовища. Більш значний вплив на холодильний коефіцієнт ТН має значення коефіцієнта K , зі збільшенням якого ефективність роботи ТН знижується, що обумовлюється збільшенням навантаження на ТН за рахунок підвищення надходження тепла до приміщення.

Як було зазначено вище, для характеристики енергоефективності схеми в цілому використовують коефіцієнт використання енергії $\eta_{\text{конд}}$, який залежить від багатьох факторів, в тому числі, і від ефективності роботи ТН, та рекуператора холоду.

Проаналізувавши графіки на рис. 5, зазначимо, що зі збільшенням ефективності роботи рекуператора, тобто зі збільшенням η_p , ефективність роботи схеми в цілому також збільшується при будь-яких значеннях K . Криві на графіку в) відображають ідеальний режим роботи схеми, коли відсутні теплонадходження в об'єкт кондиціювання, а потреби холоду виникають тільки в зв'язку з вентиляцією приміщення. Режими роботи схеми, що характеризуються кривими 8 на рис. 5 при $\eta_p=1$, практично реалізувати неможливо, тому ці криві характеризують лише теоретичну границю максимального підвищення ефективності системи за рахунок максимального збільшення ефективності роботи рекуператора при даних умовах експлуатації.

Висновки

1. Отримано співвідношення для розрахунку теоретичних значень питомих затрат енергії на систему кондиціювання з рекуператором холоду в залежності від температури зовнішнього повітря t_0 , коефіцієнта рекуперації η_p та коефіцієнта K , що характеризує якість огорожуючої конструкції об'єкту.

2. Показано, що використання рекуператора холоду для попереднього охолодження припливного повітря перед подачею його до ТН та утилізації холоду витяжного повітря є ефективним рішенням в теплонасосних системах кондиціювання повітря незалежно від інших параметрів системи.

3. Показано також, що термодинамічна ефективність схеми значно залежить від коефіцієнта K , який характеризує ізолюючі властивості огорожуючої конструкції приміщення та враховує інтенсивність теплонадходжень до нього. Тому потрібно вибирати такі матеріали огорожуючої конструкції, які б забезпечували якомога нижче значення коефіцієнта K .

Список літератури

1. Тепловой насос – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха // Тепловые насосы. – 2011. – № 2. – С. 25 – 30.
2. Air-Source Heat Pumps / EREC Fact Sheet, June 2011.
3. Безродний М. К., Галан М. А. Термодинамічна ефективність тепло-насосних систем повітряного опалення // Наукові вісті Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2011. – № . – С. 13 – 17.
4. Безродний М. К., Галан М. А. Енергетична ефективність вентиляції з використанням рекуператора та теплового насосу // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 3. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2011. – С. 5 – 13.
5. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса : Негоциант, 2006. – 712 с.
6. Мацевитый Ю. М., Чиркин Н. Б., Богданович Л. С., Клепанда А. С. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 20–31.
7. Ефимов Н. Н., Малышев П. А. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий // Теплоэнергетика. – 2009. – № 11. – С. 30 – 33.
8. Колесниченко Н. В., Константинов Г. Е., Дмитренко М. А. Оценка целесообразности использования тепловых насосов в Украине // Промышленная теплотехника. – 2011. – № 5. – С. 67 – 73.

Рукопис надійшов 28.09.2012 р.

УДК 621.577

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

Кутра Д.С. — аспірант, НТУУ «КПІ»

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ СУШІННЯ ДЕРЕВИНИ З ПОВНОЮ РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ТА БАЙПАСУВАННЯМ СУШИЛЬНОГО АГЕНТА

Авторами проаналізована схема теплонасосної сушильної установки для сушіння деревини з повною рециркуляцією відпрацьованого сушильного агента й байпасуванням теплового насоса. Термодинамічний аналіз показав, що застосування такого варіанта включення теплового насоса в сушильний тракт приводить до істотного підвищення термодинамічної ефективності сушарки в порівнянні зі схемами теплонасосних сушарок для сушіння деревини із частковою рециркуляцією. Сформульовані умови досягнення максимальної ефективності роботи теплонасосної сушильної системи.

Ключові слова: тепловий насос; сушіння деревини; повна рециркуляція; байпасування.

Вступ

В останнє десятиріччя теплонасосні технології знаходять все більш широке застосування не тільки в області теплозабезпечення споживачів теплоти, але й у теплотехнологічних процесах, одним з яких є сушіння різних матеріалів і, зокрема, деревини. Знаходження нових способів і режимів сушіння, що забезпечують не тільки високу інтенсивність видалення вологи з матеріалу, але й високі коефіцієнти корисної дії, представляє важливу народногосподарську задачу, оскільки широке поширення процесів сушіння і їх порівняно висока енергоємність приводять до значної витрати паливно-енергетичних ресурсів.

Разом із цим, у літературних джерелах практично відсутні аналітичні залежності й методики, які дали б можливість якісно оцінити ефективність використання теплового насоса (ТН) в установках сушіння деревини залежно від цілого ряду умов, до яких можна віднести технологічні параметри процесу сушіння, параметри й умови роботи самого теплового насоса, пов'язані з питаннями протікання процесів тепломасообміну та їх якості.

У роботах [1 – 3] авторами проведено порівняльний аналіз термодинамічної і енергетичної ефективності роботи ряду традиційних і рециркуляційних теплонасосних схем установок низькотемпературного сушіння деревини для широкого діапазону зміни технологічних параметрів процесу при постійних параметрах роботи теплового насоса. Відзначено, що впровадження теплонасосної технології сушіння деревини дозволяє значно підвищити ефективність сушильного процесу за рахунок підвищення коефіцієнта рециркуляції відпрацьованого сушильного агента (СА) у порівнянні з установками традиційного типу, без порушення технології тепловологообробки деревини. При цьому необхідність реалізації часткового видалення відпрацьованого вологого повітря пов'язана з наявністю й неприпустимим нагромадженням енергії, внесеної в сушильний цикл із роботою компресора, яка, як показано в роботі [4], є надлишковою. Однак існують альтернативні схеми включення теплонасосного агрегату в сушильний процес, описані в роботі [5], які не вимагають реалізації часткового видалення відпрацьованого сушильного агента. Установки такого роду називаються теплонасосними сушильними установками з **повною рециркуляцією сушильного агента**.

Нижче наведений термодинамічний аналіз ефективності роботи теоретичних сушильних установок такого типу із ТН, що працюють по циклу Карно.

Постановка задачі та її вирішення

Розглянемо приклад реалізації сушильного процесу в теплонасосній сушильній установці з повною рециркуляцією сушильного агента та байпасуванням теплового насоса (рис. 1).

У стаціонарному режимі роботи установки, потік сушильного агента з витратою $V_{заг}$ й параметрами $t_{см}$, $d_{см}$ подається в сушильну камеру. Після проходження штабеля матеріалу потік розділяється. Частина потоку з витратою V_6 і параметрами t_2 , d_2 байпасує тепловий насос і надходить в камеру змішування. Інша частина потоку з витратою $V_{рец}$ і параметрами t_2 , d_2 надходить у зовнішній охолоджувач, який являє собою рекуперативний теплообмінник, у якості охолоджуючої речовини в якому може використовуватися вода або інше робоче тіло.

Рекуператор призначений для виводу із сушильного циклу надлишкової роботи привода компресора у формі теплоти, тому виконання умови $Q_{охл} = L_{тн}$ для теоретичної сушильної установки є обов'язковим. Після проходження зовнішнього охолоджувача потік сушильного агента з витратою $V'_{рец}$ і параметрами t'_2 , $d'_2 = d_2$ надхо-

дить у випарник теплового насоса, де, завдяки теплообміну між СА та холодильним агентом, відбувається видалення частини вологи, сприйнятої в сушильній камері $G_{вл}$.

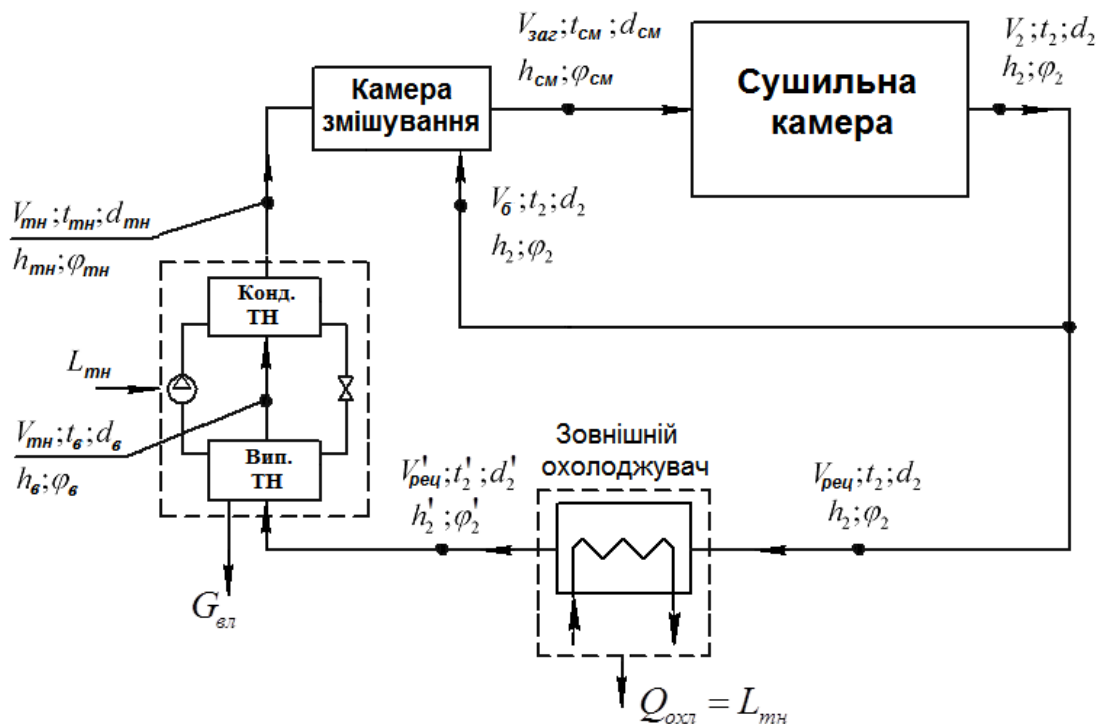


Рис. 1. Схема теплонасосної сушильної установки з повною рециркуляцією сушильного агента та байпасуванням теплового насоса

Осушений до вологовмісту $d_g = d_{tn}$ і охолоджений до температури t_g сушильний агент проходить через конденсатор теплового насоса, нагріваючись при цьому до t_{tn} , та надходить на змішування з потоком байпаса. Отримана на виході з камери змішування суміш із технологічними параметрами t_{cm} , d_{cm} надходить у штабель деревини. Цикл повторюється.

Ефективність роботи сушильної установки можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії на випаровування вологи (КВЕ), який може бути представлений як

$$\eta_{cy} = Q_g / L_{tn} . \quad (1)$$

Тепловий потік, що витрачається на випаровування вологи можна визначити в такий спосіб

$$Q_g = V_{cm} \rho_{cm} \Delta d_{ck} r(t_m), \quad (2)$$

де Δd_{ck} – збільшення вологовмісту СА при проходженні штабеля деревини, що залежить від технологічного перепаду температури СА Δt_{ck} в сушильній камері.

Температурний перепад сушильного агента при проходженні камери $\Delta t_{ск} = t_{см} - t_2$, залежить від роду деревини, регламентується технологією [6], і становить:

- для хвойних порід $\Delta t_{ск} = 2...3$ °С;
- для берези, бука $\Delta t_{ск} = 1,5...2,5$ °С;
- для дуба, модрина $\Delta t_{ск} = 1...1,5$ °С.

У загальному випадку, потужність привода компресора можна представити наступним чином:

$$L_{mn} = Q_{mn}^{вин} / (\varepsilon_{mn} - 1). \quad (3)$$

Теплове навантаження випарника ТН може бути визначене за наступним співвідношенням:

$$Q_{mn}^{вин} = V_{mn} \rho_{mn} (h'_2 - h_g). \quad (4)$$

де значення ентальпій СА h'_2 та h_g у характерних точках визначаються за загальновідомими виразами.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно з урахуванням величини теплових необоротностей у конденсаторі Δt_{κ} і випарнику Δt_g ТН можна визначити як

$$\varepsilon_{mn} = \frac{273 + t_{mn} + \Delta t_{\kappa}}{(273 + t_{mn} + \Delta t_{\kappa}) - (273 + t_g - \Delta t_g)}. \quad (5)$$

Як видно з (5), значення теплових необоротностей у конденсаторі й випарнику ТН, які характеризуються температурними напорами Δt_{κ} й Δt_g між СА й холодильним агентом, суттєво впливають на величину коефіцієнта трансформації. У більшості сучасних повітряних теплових насосах значення температурного напору між робочими тілами коливається у відносно широкому діапазоні, досягаючи $\Delta t = 15$ °С, що суттєво впливає на ефективність роботи агрегату. Частково це питання розкрито в роботі [7]. Відповідно до [7] приймаємо $\Delta t_{\kappa} = \Delta t_g = 10$ °С.

Коефіцієнт байпасування теплового насоса можна виразити наступним співвідношенням:

$$a = V_6 \rho_2 / (V_2 \rho_2). \quad (6)$$

Тоді, витрата сушильного агента через тепловий насос може бути визначений як:

$$V_{pec} = V_2 (1 - a). \quad (7)$$

Вираз для вологовмісту сушильного агента на виході з теплового насоса можна визначити з матеріального балансу камери змішування як:

$$d_{mn} = \frac{d_{см} - a d_2}{1 - a}. \quad (8)$$

Вираз для температури сушильного агента на виході з теплового насоса може бути визначений з теплового балансу камери змішування й буде мати вигляд:

$$t_{mn} = \frac{t_{cm} - a t_2}{1 - a}. \quad (9)$$

Температуру сушильного агента на виході з випарника теплового насоса t_g , що входить у вираз (5), можна визначити з формули апроксимації (10) або по h-d – діаграмі, як функцію $d_g = d_{mn}$:

$$t_g = \frac{\ln(226,2 d_g)}{0,0596}. \quad (10)$$

Важливою задачею є визначення температури t'_2 на виході із зовнішнього охолоджувача, яка залежить як від технологічних параметрів, так і від параметрів роботи теплового насоса. Дана задача вирішується методом складання теплового балансу зовнішнього охолоджувача і у підсумку вираз для визначення t'_2 приймає вигляд:

$$t'_2 = t_2 - \frac{(c_{cn} + c_n d_{mn})(t_{mn} - t_g)}{\varepsilon_{mn} (c_{cn} + c_n d'_2)}. \quad (11)$$

Враховуючи (2-4), а також загальновідомі вирази для визначення ентальпій повітря, рівняння (1) для визначення коефіцієнта використання зовнішньої енергії на випаровування вологи можна представити в наступному вигляді:

$$\eta_{cy} = \frac{r(t_m) \Delta d_{ck} (\varepsilon_{mn} - 1)}{[c_{cn} (t'_2 - t_g) + r \Delta d_{ck} + c_n (d'_2 t'_2 - d_g t_g)] (1 - a)}. \quad (12)$$

Аналіз отриманих результатів

Чисельний аналіз (12), проведений при фіксованих значеннях сумарних теплових необоротностей для прийнятих технологічних параметрів сушіння деревини, дозволяє одержати залежність величини КВЕ теплонасосної сушарки з повною рециркуляцією сушильного агента і байпасуванням теплового насоса від параметра байпасування $1/(1-a)$ (рис. 2).

З рисунка видно, що залежності $\eta_{cy} = f \ 1/(1-a)$ мають чітко виражений екстремум, що відповідає максимальному коефіцієнту використання зовнішньої енергії при оптимальному значенні коефіцієнта байпасування, який обумовлений протилежним впливом на ефективність роботи установки двох величин: параметра байпасування $1/(1-a)$ та коефіцієнта трансформації теплоти ТН.

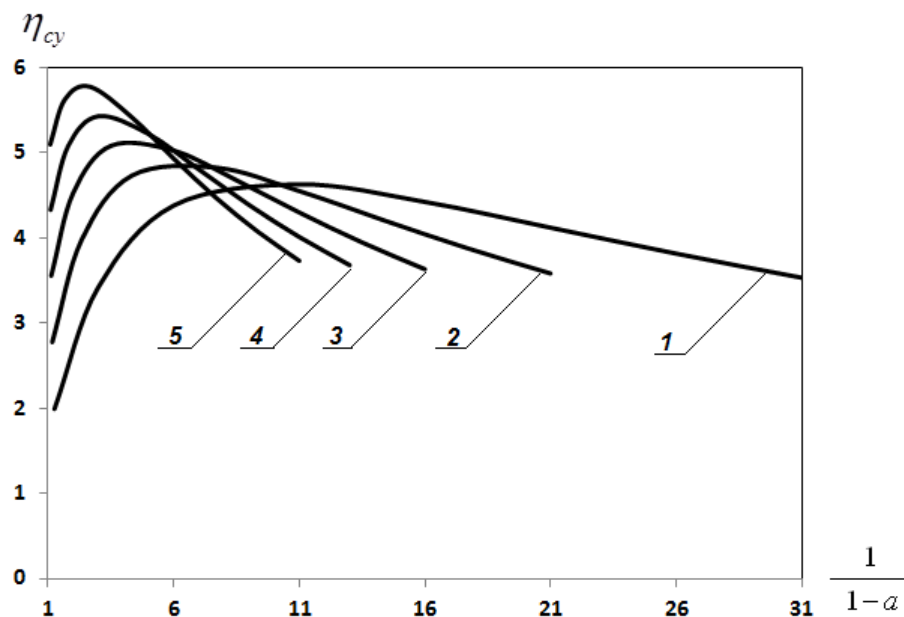


Рис. 2. Графік залежності коефіцієнта використання зовнішньої енергії ТНСУ від параметра байпасування при $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$; $\Delta t_g = 10^\circ\text{C}$
 для $t_{cm} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 70\%$: 1 – $\Delta t_{ck} = 1^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta t_{ck} = 1,5^\circ\text{C}$;
 3 – $\Delta t_{ck} = 2^\circ\text{C}$; 4 – $\Delta t_{ck} = 2,5^\circ\text{C}$; 5 – $\Delta t_{ck} = 3^\circ\text{C}$

Зниження коефіцієнта трансформації теплоти приводить до збільшення роботи, що витрачається на привід компресора (надлишкової теплоти в циклі), а це, у свою чергу, до різкого зниження температури на виході із зовнішнього охолоджувача t'_2 при певній величині коефіцієнта байпасування (рис. 3).

Як видно з рис. 3, при значеннях степені байпасування $a = 0,1 \dots 0,7$ в загальному випадку спостерігається незначне зниження t'_2 . Однак у діапазоні $a = 0,7 \dots 0,95$ має місце різке зниження t'_2 , пов'язане зі значним підвищенням t_{mn} на виході з теплового насоса, і як наслідок – зниження коефіцієнта трансформації теплоти.

Керуючись даними, представленими на рис. 2, можна побудувати графік залежності оптимального коефіцієнта байпасування a_{opt} від технологічного перепаду температур сушильного агента Δt_{ck} для прийнятого діапазону зміни технологічних параметрів сушіння деревини (рис. 4).

Як видно з рис. 4, зі збільшенням технологічного перепаду Δt_{ck} , оптимальна величина коефіцієнта байпасування зменшується, що пов'язано зі збільшенням кількості вологи, що випаровується, і необхідністю надавати осушенню більшу частину сушильного агента в ТН. При цьому величина коефіцієнта байпасування для установки даної схемної реалізації дещо нижче, чим при частковій рециркуляції з байпасуванням [8].

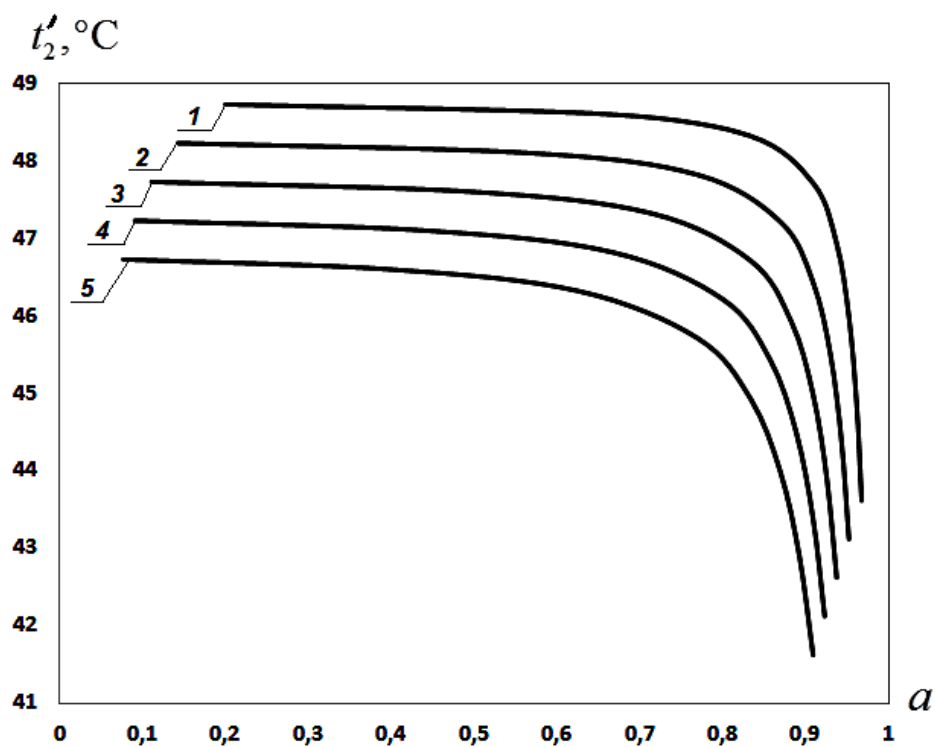


Рис. 3. Залежність температури СА на виході із зовнішнього охолоджувача від коефіцієнта байпасування при $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$; $\Delta t_g = 10^\circ\text{C}$ для $t_{cm} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{cm} = 70\%$: 1 – $\Delta t_{ck} = 1^\circ\text{C}$; 2 – $\Delta t_{ck} = 1,5^\circ\text{C}$; 3 – $\Delta t_{ck} = 2^\circ\text{C}$; 4 – $\Delta t_{ck} = 2,5^\circ\text{C}$; 5 – $\Delta t_{ck} = 3^\circ\text{C}$

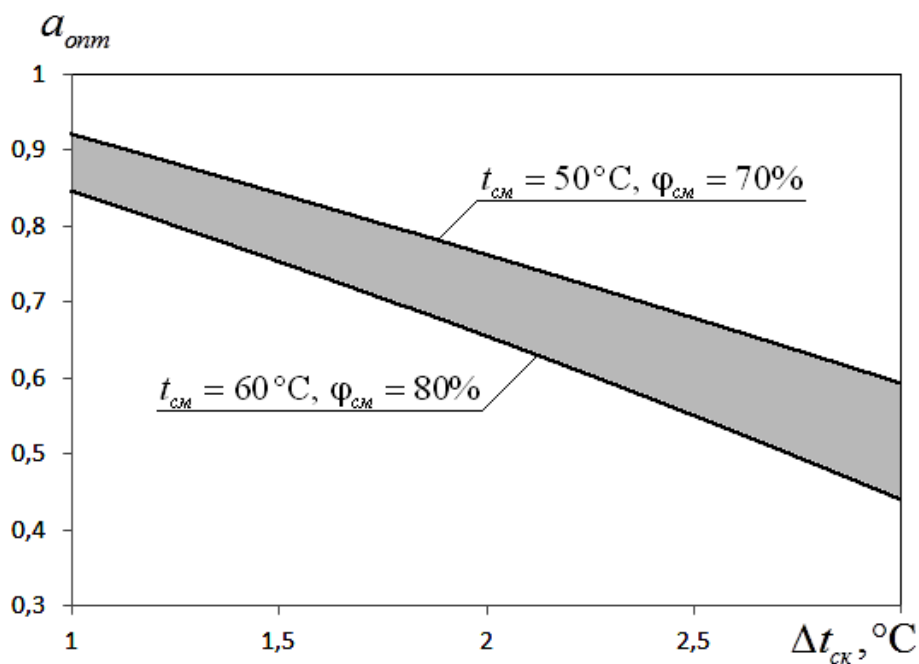


Рис. 4. Залежність оптимального значення коефіцієнта байпасування від технологічного перепаду температури сушильного агента при $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$; $\Delta t_g = 10^\circ\text{C}$

Знаючи числове значення оптимальної величини коефіцієнта байпасування, на підставі співвідношення (9) можна визначити номінальне значення необхідного перегріву сушильного агента в конденсаторі теплового насоса $(t_{тн} - t_{см})_{ном}$ залежно від температурного перепаду СА при проходженні штабеля деревини. Відповідні результати розрахунків наведені на рис. 5.

Графіки дозволяють визначити номінальне значення різниці температур СА на виході з конденсатора ТН $t_{тн}$ і на вході в сушильну камеру $t_{см}$, при забезпеченні якої сушарка буде працювати з максимальною ефективністю.

Як видно з рис. 5, номінальна різниця температур $(t_{тн} - t_{см})_{ном}$ має відповідно невелике значення, яке зменшується при збільшенні технологічних параметрів сушіння деревини $t_{см}$, $\varphi_{см}$, $\Delta t_{ск}$ і реально може бути врахована при проектуванні теплового насоса, призначеного для забезпечення технологічного процесу сушіння різних порід деревини.

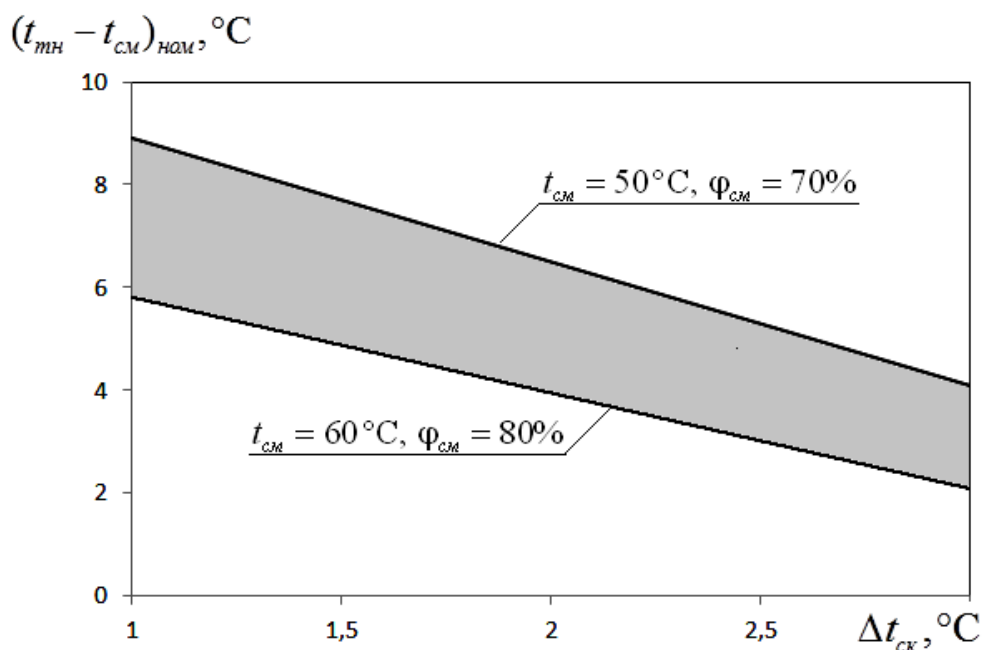


Рис. 5. Графік залежності номінальної величини перегріву сушильного агента (відносно $t_{см}$) після теплового насоса від технологічного перепаду температур СА при $\Delta t_{к} = 10^\circ\text{C}$; $\Delta t_{г} = 10^\circ\text{C}$ в діапазоні зміни $t_{см} = 50 \dots 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{см} = 70 \dots 80\%$

На рис. 6 наведені порівняльні дані максимальної величини коефіцієнта використання зовнішньої енергії теплонасосної схеми з повною рециркуляцією та байпасуванням ТН із раніше проведеним аналізом для ТНСУ із частковою рециркуляцією та байпасуванням СА

[1, 8], у діапазоні зміни $\Delta t_{ск} = 1...3^{\circ}\text{C}$, $t_{см} = 50...60^{\circ}\text{C}$ і $\varphi_{см} = 70...80\%$ при фіксованих значеннях величини сумарних теплових необоротностей $\Delta t_{к} = 10^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{г} = 10^{\circ}\text{C}$.

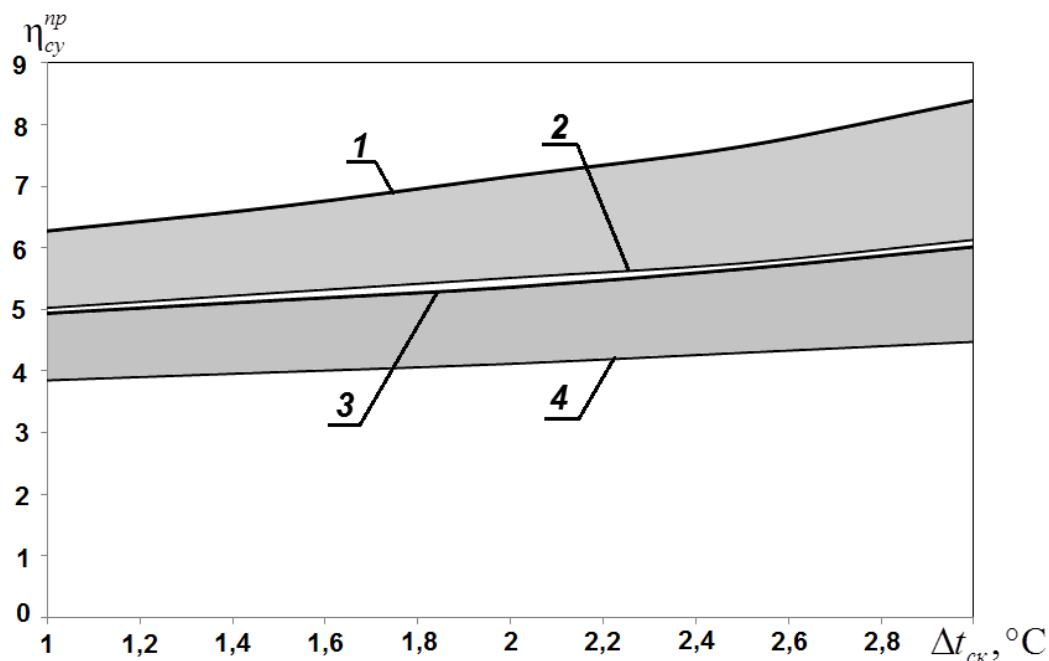


Рис. 6. Графік залежності граничного коефіцієнта використання зовнішньої енергії від технологічного перепаду температур сушильного агента при $\Delta t_{к} = 10^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{г} = 10^{\circ}\text{C}$:

1,2 – для ТНСУ з повної рец. і байп. ТН

(1 – при $t_{см} = 60^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{см} = 80\%$; 2 – при $t_{см} = 50^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{см} = 70\%$);

3, 4 – для ТНСУ із частковою рец. і байп. ТН

(3 – при $t_{см} = 60^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{см} = 80\%$; 4 – при $t_{см} = 50^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{см} = 70\%$).

Як видно з рис. 6, ефективність теплонасосної сушарки з повною рециркуляцією відпрацьованого сушильного агента і байпасуванням теплового насоса значно вище.

При значенні технологічного температурного перепаду СА $\Delta t_{ск} = 2^{\circ}\text{C}$ приріст ефективності у випадку реалізації схеми ТНСУ з повною рециркуляцією і байпасуванням ТН становить 28% для $t_{см} = 50^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{см} = 70\%$ та 37% для $t_{см} = 60^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{см} = 80\%$, що є істотною перевагою використання даного схемного рішення.

Недоліки теплонасосних систем з повною рециркуляцією повітря полягають у більш складній формі конструкції через наявність зовнішніх охолоджувачів і пов'язаних з ними фінансових витратах. Таким чином, ефективність роботи різних схем повинна ґрунтуватись на техніко-економічних показниках.

Висновки

1. Застосування схем теплонасосних сушарок з повною рециркуляцією відпрацьованого сушильного агента та байпасуванням теплового насоса дозволяє суттєво підвищити термодинамічну ефективність сушильного процесу.
2. Для забезпечення максимальної термодинамічної ефективності теплонасосної сушарки з повною рециркуляцією та байпасуванням сушильного агента необхідно забезпечити номінальне значення різниці температур між сушильним агентом на виході з конденсатора теплового насоса та на вході в сушильну камеру.
3. Впровадження повнорециркуляційних теплонасосних схем сушіння деревини приводить до необхідності забезпечення додаткових витрат на систему охолодження відпрацьованого сушильного агента, тому його доцільність повинна бути предметом техніко-економічного аналізу.

Список літератури

1. Безродный М. К. Эффективность применения тепловых насосов в установках сушки древесины / М. К. Безродный, Д. С. Кутра. – Киев: Изд. «Політехніка», 2011. – 240 с.
2. Безродный М. К. Термодинамический анализ теплонасосной сушильной установки для сушки древесины / Михайло Безродний, Петро Куделя, Дмитро Кутра // *Зб. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника»*. – 2010. – Вип. 2. – С. 35–48.
3. Безродный М. К. Энергетический анализ традиционных та теплонасосных схем установок для сушіння деревини / Михайло Безродний, Дмитро Кутра // *Промышленная теплотехника*. – 2010. – № 4. – С. 43–53.
4. Безродный М. К. Влияние тепловых потерь сушильной камеры на эффективность работы теплонасосной сушильной установки для сушіння деревини / Михайло Безродний, Дмитро Кутра // *Зб. «Энергетика: экономика, технологии, экология»*. – 2010. – № 2. – С. 56–63.
5. Saensabai P. Effects of component arrangement and ambient and drying condition on the performance of heat pump dryers / Saensabai P., Prasertsan, S. // *Drying Technology*. – 2003. – Vol. 21 (1). – P. 103–127.
6. Справочник по сушке древесины / Е. С. Богданов, В. А. Козлов, В.Б. Кунтыш, В.И. Мелехов. – М. : Лесная промышленность, 1990. – 394 с.
7. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса : Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
8. Безродный М. К. Про верхню межу термодинамічної ефективності теплонасосних схем сушильних установок для сушіння деревини / Михайло Безродний, Дмитро Кутра // *Промышленная теплотехника*. – 2011. – № 5.

Рукопис надійшов 23.09.2012 р.

УДК 621.577

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

Кутра Д.С. – аспірант, НТУУ «КПІ»

Вовк В.В. – магістрант, НТУУ «КПІ»

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОНАСОСНИХ СУШИЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ СУШІННЯ ЗЕРНА

В роботі наведено результати термодинамічного аналізу традиційних і теплонасосних утилізаційних та рециркуляційних схем установок конвективного сушіння зерна. Показано вплив організації рециркуляції на підвищення ефективності роботи сушильних систем. Зроблені висновки щодо ефективності роботи теплонасосних сушарок, а також отримані кількісні характеристики коефіцієнту використання зовнішньої енергії на випаровування вологи.

Ключові слова: тепловий насос; сушіння зерна; рециркуляція.

Вступ

Виробництво зернових в сільськогосподарському секторі економіки багатьох країн займає основну частку. Так, вирощування зерна в ряді країн (Канада, США, ПАР) займає до 30 – 60 % сільськогосподарських земель [1]. Зібраний врожай використовується не відразу, а підлягає переробці, експорту, зберіганню на посів. При цьому собівартість сільськогосподарської зернової продукції складається до 20 – 90 % з витрат на обробку зібраного врожаю [2], в якій основним і водночас найбільш енергоємним технологічним процесом є сушіння. Разом з цим, постійне зростання цін на традиційні енергоносії ставлять перед виробниками задачі підвищення енергетичної ефективності технологічних процесів сушіння, утилізації вторинних енергоресурсів та розробки раціональних схем тепловологообробки на базі альтернативних джерел енергії, зокрема, теплових насосів.

Використання зерна, як готового сільськогосподарського продукту, обумовлює необхідність його тепловологообробки до визначеного технологією рівня вологості. Так, для використання зерна пшениці на протязі місяця його досить підсушити до 16 – 17 % рівня вологості. Але використання зернових в якості імпорту, посівного матеріалу вимагає для зберігання якості зерна його сушіння від початкової вологості у 19 – 35 % до 11 – 14 % в залежності від сорту та цілі застосуван-

ня [3]. Найбільш поширеним способом (до 90 %) видалення вологи із зернових є конвективне сушіння [4]. В існуючих традиційних схемах теплозабезпечення сушильних систем для нагрівання сушильного агенту використовуються теплогенератори (котлоагрегати чи електричні конвертори). Зростання об'ємів виробництва зернових, і разом з тим великі енергетичні затрати на видалення вологи з зерна призвели до потреб пошуку більш раціональних схем використання первинних енергоресурсів на сушіння, зокрема, розробку теплонасосних схем енергозабезпечення процесу тепловологообробки зерна.

Починаючи з 50-тих років, провідні світові фірми-виробники сушарок розгорнули масштабні дослідницькі кампанії на предмет можливості раціонального впровадження теплонасосних агрегатів в технологічні процеси. Вже в 1952 році були отримані перші патенти на технологічні схеми з використанням теплових насосів (ТН) конденсаційного типу без рециркуляції, тобто використання їх у якості утилізаторів, та з частковою рециркуляцією сушильного агенту (1978 рік). В нашій країні розробки схем сушіння з використанням теплових насосів велись у 80-ті роки, але вони не призвели до впровадження даної технології у виробництво внаслідок складності управління процесами сушіння, низького рівня ефективності самих теплових насосів. Разом з тим, в доступних літературних джерелах відсутні аналітичні залежності, які дозволяли б визначити параметри енергетичної ефективності роботи теплонасосних сушильних установок в різних умовах їх практичного застосування.

Теплонасосні сушильні установки (ТНСУ) можуть бути як відкритого типу, так і замкнутого рециркуляційного типу. Рециркуляція призводить до підвищення коефіцієнту корисної дії (ККД) сушильної установки [5], а також до отримання технологічно необхідної відносної вологості повітря, що є особливо важливим в процесах сушіння насінневого зерна та сприяє зниженню механічних напружень в матеріалі. Тому рециркуляцію використовують для сушіння зернових та інших матеріалів, для яких якість продукції в значній мірі визначається режимом сушіння.

Нижче розглянуто порівняльний термодинамічний аналіз традиційних та теплонасосних прямоточних та рециркуляційних схем сушильних установок.

Порівняльний аналіз традиційної та теплонасосної сушарки з однократним використанням сушильного агенту

Найбільш простою схемою традиційної сушильної установки є схема з однократним використанням сушильного агенту, що представлена на рис. 1.

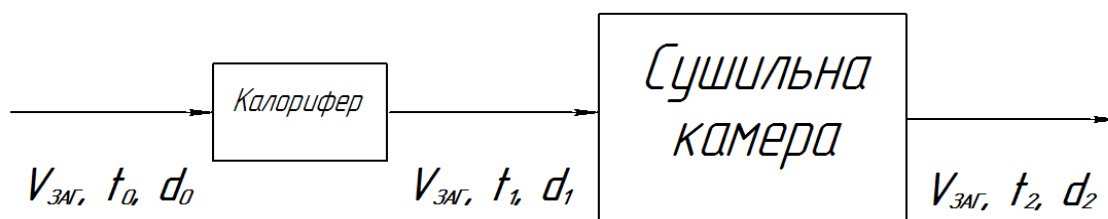


Рис. 1. Традиційна сушарка з однократним використанням сушильного агенту

Ефективність роботи сушарки такого типу можна оцінити значенням коефіцієнта використання зовнішньої енергії на випаровування води (КВЕ), який можна представити наступним чином:

$$\eta_{cy} = \frac{Q_{вип}}{Q_k}, \quad (1)$$

де Q_k — теплове навантаження калорифера, кВт; $Q_{вип}$ — тепловий потік, який витрачається безпосередньо на випаровування води, кВт.

Тепловий потік, що витрачається на випаровування води, може бути визначений за наступним співвідношенням:

$$Q_{вип} = m_{вол} r(t_m), \quad (2)$$

де $m_{вол}$ — інтенсивність випаровування води з матеріалу, кг_{вл}/с; $r(t_m)$ — питома теплота випаровування води при температурі мокрого термометра, кДж/кг_{вл}.

В теорії сушіння всі параметри сушильного агента (СА) розраховуються на масову витрату сухої частки СА, оскільки її доля не змінюється в стаціонарному процесі. Але в практиці сушіння для спрощення розрахунків з достатньою точністю дозволяється розраховувати параметри на масову витрату вологого сушильного агента [1]. Таким чином, з рівняння матеріального балансу сушильної камери (СК) інтенсивність видалення води визначається наступним чином:

$$m_{вол} = V_{заг} \rho_1 \Delta d_{ск}, \quad (3)$$

де $V_{заг}$ — загальна об'ємна витрата сушильного агента через бункер з зерном, м³/с; ρ_1 — густина сушильного агента на вході в бункер, кг/м³; $\Delta d_{ск}$ — приріст вологовмісту сушильного агента при проходженні через сушильну камеру, кг_{вл}/кг_{са}.

Таким чином, з урахуванням (3), рівняння для визначення теплового потоку (2), що витрачається на видалення води з зерна, приймає вигляд:

$$Q_{вип} = V_{заг} \rho_1 \Delta d_{ск} r(t_m). \quad (4)$$

Кількість теплоти, яку необхідно підвести до повітря в калорифері для його нагріву, може бути розрахована як:

$$Q_k = V_{\text{заг}} \rho_0 (h_1 - h_0), \quad (5)$$

де ρ_0 – густина сушильного агента на вході в калорифер, кг/м^3 (для чисельного аналізу дане значення прийнято при температурі $t_0 = 10^\circ\text{C}$); h_1 – ентальпія повітря на виході з калорифера, $\text{кДж/кг}_{\text{са}}$; h_0 – ентальпія повітря на вході калорифера, $\text{кДж/кг}_{\text{са}}$.

Підставивши отримані аналітичні залежності у вихідне рівняння (1) для визначення коефіцієнту використання енергії, отримаємо вираз для визначення термодинамічної ефективності традиційної сушильної установки з однократним використанням СА:

$$\eta_{\text{cy}} = \frac{\rho_1 \Delta d_{\text{ск}} r(t_{\text{м}})}{\rho_0 (h_1 - h_0)}. \quad (6)$$

Як видно з вище наведеного співвідношення, величина КВЕ залежить від параметрів оточуючого середовища та технологічних параметрів сушіння, які в свою чергу обумовлюються сортом зернової культури, та не залежить від продуктивності СУ.

Один із варіантів включення теплового насосу в сушильну систему з однократною циркуляцією сушильного агента наведено на рис. 2.

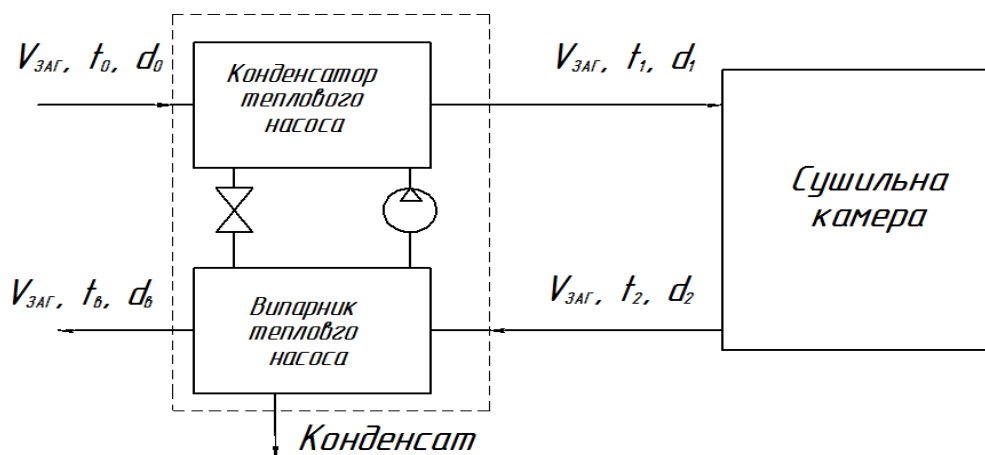


Рис. 2. Принципова схема теплонасосної сушарки з однократним використанням сушильного агента

Ефективність роботи такої сушарки, як і для традиційної схеми, можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії на випаровування вологи, який в даному випадку буде визначатись наступним чином:

$$\eta_{\text{cy}} = \frac{Q_{\text{вип}}}{L_{\text{тн}}}, \quad (7)$$

де $L_{\text{тн}}$ – потужність приводу компресора теплового насоса, кВт.

В загальному випадку потужність приводу компресора теплового насоса описується наступним співвідношенням:

$$L_{mn} = \frac{Q_{mn}^{sup}}{\varepsilon_{mn} - 1}, \quad (8)$$

де Q_{mn}^{sup} – теплове навантаження випарника теплового насоса, кВт;
 ε_{mn} – коефіцієнт трансформації теплоти теплового насоса.

Теплове навантаження випарника теплового насоса може бути визначене як:

$$Q_{mn}^{sup} = V_{zag} \rho_2 (h_2 - h_g), \quad (9)$$

де h_2 – ентальпія відпрацьованого сушильного агента на вході в випарник теплового насоса, кДж/кг_{ca}; h_g – ентальпія сушильного агента на виході з випарника ТН, кДж/кг_{ca}, що може бути оцінена як:

$$h_g = c_{cn} t_g + d_g (r + c_n t_g), \quad (10)$$

де t_g – температура, до якої охолоджується сушильний агент у випарнику ТН, °С. Як показують результати попереднього аналізу, робота такої схеми можлива лише при конкретному значенні температури t_g за умови заданих технологічних параметрів сушильного агента. Аналітичний вираз для визначення t_g можна отримати з енергетичного балансу системи, який у кінцевому випадку, після ряду математичних перетворень, буде мати наступний вигляд:

$$t_g = \frac{h_0 (\varepsilon_{mn}^p - 1) + r (d_2 - d_g \varepsilon_{mn}^p) + c_{cn} t_2}{c_{cn} \varepsilon_{mn}^p + (\varepsilon_{mn}^p - 1) c_n d_g}, \quad (11)$$

де величина d_g являється функцією температури t_g та може бути визначена за h-d діаграмою або ж за формулою апроксимації:

$$d_g = 4,42 \cdot 10^{-3} e^{0,0596 t_g}. \quad (12)$$

Знаючи значення температури t_g , до якої охолоджується відпрацьований сушильний агент можна говорити про наявність конденсації вологи у випарнику теплового насоса.

При визначенні коефіцієнту трансформації теплоти у тепловому насосі, що працює за реальним циклом Карно, необхідно врахувати внутрішній коефіцієнт корисної дії та термічні необоротності при теплообміні в конденсаторі Δt_k і випарнику Δt_g ТН. При цьому, згідно [6], значення температурного напору для повітря-повітряних теплових насосів досягає $\Delta t = 15^\circ\text{C}$, а ККД коливається у діапазоні $\eta_{mn} = 0,5 - 0,75$. Для чисельного аналізу прийемо $\Delta t_g = \Delta t_k = 10^\circ\text{C}$ та $\eta_{mn} = 0,65$. З урахуванням вищезазначеного, коефіцієнт трансформації теплоти визначається як:

$$\varepsilon_{mn}^p = \frac{273 + t_1 + \Delta t_{\kappa}}{t_1 - t_{\theta} + \Delta t_{\kappa} + \Delta t_{\theta}} \eta_{mn}. \quad (13)$$

Після підстановки (8) та (9) у рівняння (7) отримаємо вираз для визначення коефіцієнта використання зовнішньої енергії на випаровування води для теплонасосної сушарки з врахуванням термічних необоротностей та внутрішнього коефіцієнта корисної дії теплового насоса:

$$\eta_{cy}^{mn} = \frac{\rho_1 \Delta d_{ck} r(t_m)}{\rho_2 (h_2 - h_{\theta})} (\varepsilon_{mn}^p - 1). \quad (14)$$

Для розрахунку теплонасосної сушильної установки використовується метод послідовних наближень при визначенні температури t_{θ} . Після отримання значень t_{θ} побудовано графік залежності КВЕ від рівня підігріву сушильного агенту у конденсаторі теплонасосної сушильної установки (рис. 3). На графіку також наведена крива залежності КВЕ для традиційної відкритої системи, розрахована при однакових вихідних умовах за рівнянням (6). Залежності побудовані для випадку низькотемпературного процесу сушіння пшениці при температурі навколишнього повітря $t_0 = 10^{\circ}\text{C}$.

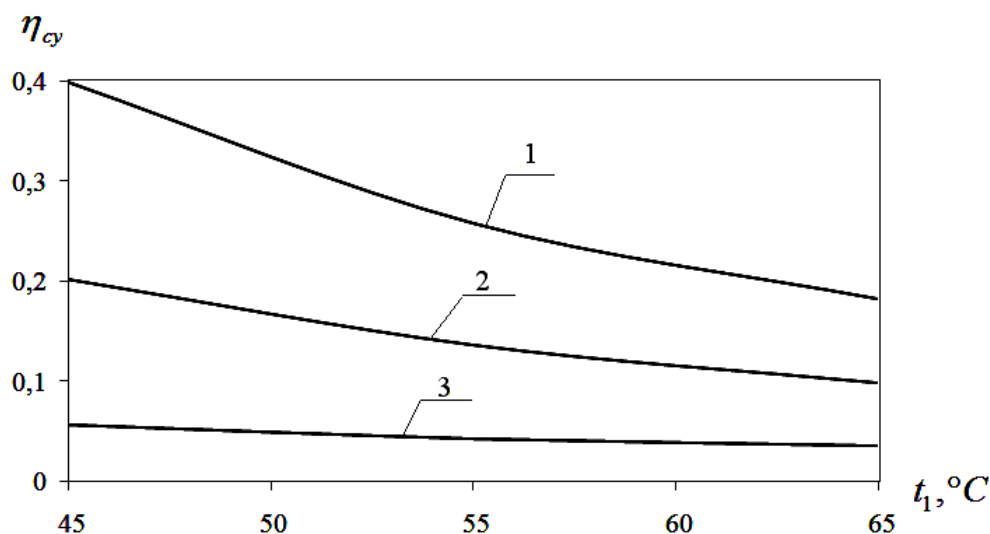


Рис. 3. Залежність КВЕ сушарки від рівня підігріву сушильного агенту:
1 – КВЕ для ідеальної ТНСУ; 2 – КВЕ для реальної ТНСУ;
3 – КВЕ традиційної сушарки

Як бачимо із ілюстрації, КВЕ як ідеальної, так і реальної теплонасосних сушильних установок значно вищий від КВЕ традиційної сушарки. Однак, у даному випадку, тепловий насос виконує роль лише утилізатора теплоти і може бути замінений більш простим рекупе-

ратором, тому доцільність встановлення ТН за такою схемою повинна ґрунтуватись на результатах техніко-економічного аналізу. За попередніми даними [4] більш значного підвищення ефективності роботи СУ можна досягти при включенні ТН до лінії рециркуляції сушильного агента.

Аналіз впливу коефіцієнта рециркуляції на ефективність роботи традиційної конвективної сушарки

На рис. 4 наведено схему традиційної сушарки, що працює з частковою рециркуляцією сушильного агента.

Ефективність роботи такої системи можна оцінити значенням коефіцієнту використання зовнішньої енергії на видалення вологи (1).

В першому наближенні, для спрощення аналітичних співвідношень і чисельних розрахунків, зміною величини теплоємності сушильного агента та свіжого повітря в характерних точках системи будемо нехтувати, оскільки їх значення близькі до одиниці.

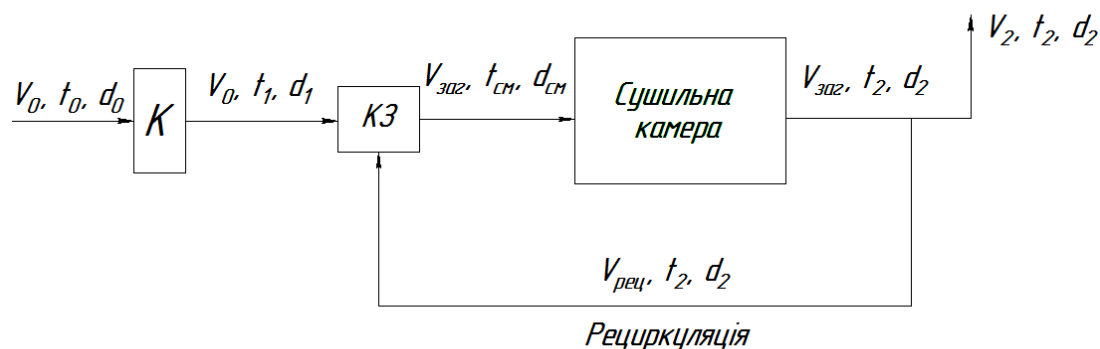


Рис. 4. Сушарка з частковою рециркуляцією сушильного агента:
К – калорифер; КЗ – камера змішування

Коефіцієнт рециркуляції сушильного агента (K) представляє собою відношення витрати сушильного агента, що повертається в камеру ($G_{рец}$) до загальної витрати повітря через бункер ($G_{заг}$):

$$K = \frac{G_{рец}}{G_{заг}} = \frac{V_{рец} \rho_2}{V_{заг} \rho_{тн}}. \quad (15)$$

Значення величини K коливається у межах від 0 (однократна циркуляція) до 1 (повна рециркуляція), або від 0 до 100 % у процентному відношенні.

Із рівняння матеріального балансу для камери змішування (КЗ), вологовміст сушильного агента на вході в сушильну камеру можна виразити як:

$$d_{cm} = \frac{K}{1-K} \Delta d_{ck} + d_o. \quad (16)$$

Оскільки параметри технологічного процесу сушіння (t_{cm} , φ_{cm}) являються регламентованими, що обумовлює значення d_{cm} на вході в СК, з рівняння (16) можна отримати вираз для визначення відповідного коефіцієнту рециркуляції $K_{віднов}$, при якому повинна працювати установка даного схемного рішення:

$$K_{віднов} = \frac{d_{cm} - d_1}{d_2 - d_1}. \quad (17)$$

Ентальпія потоку повітря на вході в сушильну камеру:

$$h_{cm} = c_{cn} t_{cm} + d_{cm} (r + c_n t_{cm}), \quad (18)$$

де t_{cm} – температура сушильного агента на вході в сушильну камеру, задана технологією сушіння, $^{\circ}\text{C}$.

Приймаючи, що процес сушіння теоретичний (ізоентальпійний) температура повітря на виході із сушильної камери:

$$t_2 = \frac{h_{cm} - d_2 r}{c_{cn} + c_n d_2}, \quad (19)$$

де $d_2 = d_{cm} + \Delta d_{ck}$.

Склавши рівняння теплового балансу камери змішування, можна визначити значення температури, до якої необхідно нагріти свіже повітря в калорифері:

$$t_1 = \frac{t_{cm} - K t_2}{1-K}. \quad (20)$$

Коефіцієнт використання зовнішньої енергії на випаровування води з зерна при роботі конвективної сушарки з рециркуляцією, що в загальному випадку визначається за рівнянням (1), з урахуванням виразів (4), (16), (19), (20) та після ряду математичних перетворень буде мати наступний вигляд:

$$\eta_{cy} = \frac{r(t_m) \Delta d_{ck}}{c_{cn} [(t_{cm} - K t_2) - (1-K) t_0]}. \quad (21)$$

Аналізуючи отримане співвідношення, можна зробити висновок, що КВЕ сушарки даної схемної реалізації не залежить від її продуктивності, величини завантаження та витрати сушильного агента, а визначається технологічними параметрами сушіння, що обумовлюють $K_{віднов}$.

Термодинамічна ефективність роботи теплонасосної рециркуляційної сушарки

Теплонасосний агрегат, включений в схему конвективної сушарки, виконує 2 функції:

- осушувача вологого сушильного агенту, за рахунок охолодження вологого повітря нижче точки роси у випарнику;
- нагрівача сушильного агенту.

В якості нижнього джерела теплоти виступає потік рециркуляції, що проходить через випарник ТН.

Принципову схему роботи установки зображено на рис. 5.

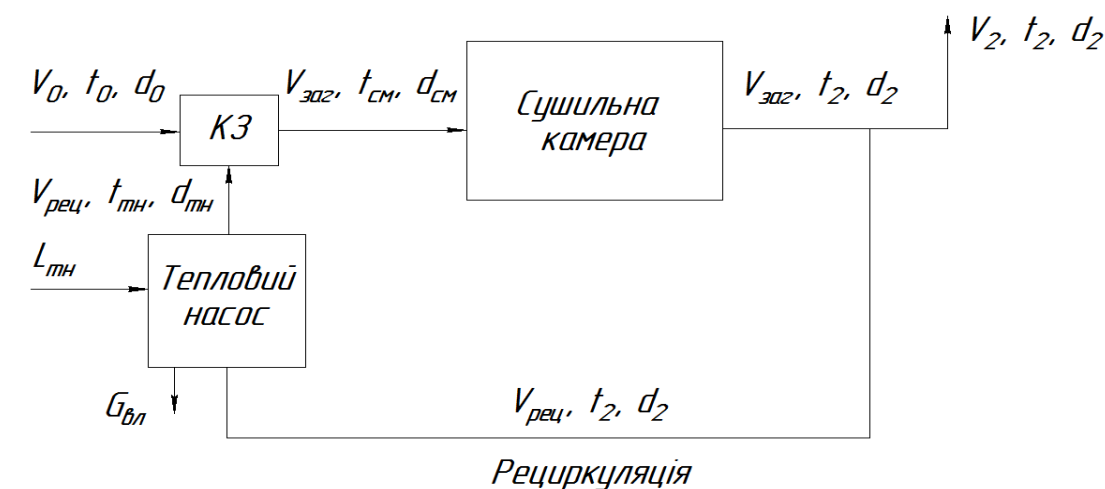


Рис. 5. Принципова схема теплонасосної рециркуляційної сушарки

Особливістю даної схеми ТНСУ є те, що при постійному температурному режимі роботи теплового насоса робота сушарки можлива тільки при певному значенні коефіцієнта рециркуляції, що залежить від максимальної температури повітря, яку може забезпечити тепловий насос на виході з конденсатора $t_{тн}$. Вихідними технологічними параметрами для сушильного процесу являються температура та відносна вологість сушильного агенту на вході в бункер з зерном ($t_{см}$ та $\varphi_{см}$ відповідно).

Коефіцієнт використання зовнішньої енергії на випаровування води в загальному випадку визначається за рівнянням (7), а величину роботи, яку необхідно підвести до компресора ідеального теплового насоса, наближено можна оцінити за виразом (8).

Теплове навантаження випарника теплового насоса в даному випадку можна визначити за співвідношенням:

$$Q_{тн}^{вип} = V_{рец} \rho_{тн} (h_2 - h_6), \quad (22)$$

де h_g визначається за формулою (10). Значення t_g та $d_g = d_{mn}$ є визначальними для розрахунку ентальпії СА на виході з випарника ТН. За результатами попереднього аналізу, робота такої схеми можлива лише при конкретному значенні температури t_g , до якої охолоджується сушильний агент у випарнику ТН та за умови заданих технологічних параметрів сушильного агента може бути визначена із енергетичного балансу теплового насоса. В кінцевому випадку співвідношення для визначення t_g буде мати наступний вигляд [7]:

$$t_g = \frac{[(c_{cn} + c_n d_2)t_2 + (d_2 - d_{mn})r] \frac{\varepsilon_{mn}}{\varepsilon_{mn} - 1} - (c_{cn} + c_n d_{mn})t_{mn}}{(c_{cn} + c_n d_{mn}) \frac{1}{\varepsilon_{mn} - 1}}, \quad (23)$$

де d_{mn} – значення вологовмісту на виході із конденсатора ТН, яке визначається із матеріального балансу камери змішування (КЗ)

$$d_{mn} = \frac{d_{cm} - (1 - K)d_0}{K}; \quad (24)$$

а t_{mn} – температури СА на виході з конденсатора ТН, що визначається з теплового балансу КЗ:

$$t_{mn} = \frac{t_{cm} - (1 - K)t_0}{K}. \quad (25)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ε_{mn} у тепловому насосі з урахуванням необоротностей можна визначити за формулою (13).

Кількість теплоти, що скидається в атмосферу з сушильним агентом можна оцінити співвідношенням:

$$Q_2 = V_2 \rho_2 [c_{cn} t_2 + d_2 (r + c_n t_2)]. \quad (26)$$

Кількість теплоти, що вноситься в сушильну камеру зі свіжим повітрям визначається за наступним виразом:

$$Q_0 = V_0 \rho_0 [c_{cn} t_0 + d_0 (r + c_n t_0)]. \quad (27)$$

Після підстановки отриманих вище аналітичних виразів (8), (22), (26) та (27) у тепловий баланс сушарки та проведення ряду математичних перетворень, значення коефіцієнта рециркуляції можна визначити за наступним рівнянням:

$$K = \frac{(\varepsilon_{mn}^p - 1)(h_2 - h_0)}{(h_2 - h_g) + (\varepsilon_{mn}^p - 1)(h_2 - h_0)}. \quad (28)$$

Результати розрахунків за цим рівнянням в співставленні з відповідними результатами для традиційної СУ за рівнянням (17) наведено на рис. 6.

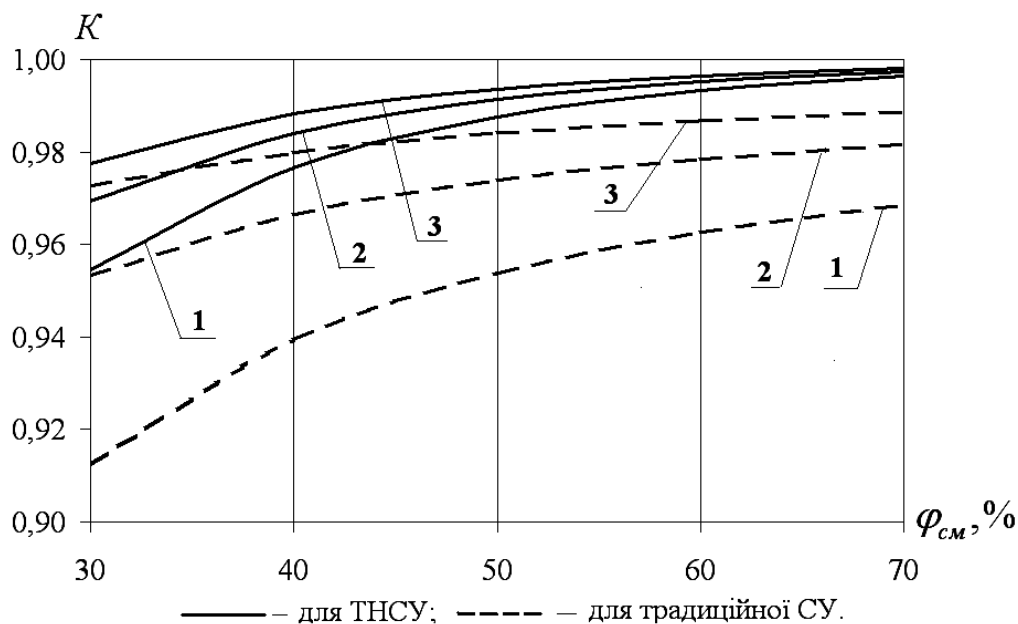


Рис. 6. Залежність коефіцієнта рециркуляції традиційної СУ та ТНСУ рециркуляційної від відносної вологості СА:
1 – при $t_{см} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – при $t_{см} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – при $t_{см} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$

Отримані дані засвідчують, що значення K при роботі ТНСУ вище, ніж для традиційної установки. Це пояснюється тим, що при роботі традиційної СУ виникає необхідність видалення значної кількості відпрацьованого сушильного агента для виводу із циклу випареної вологи, а це, в свою чергу, – до необхідності підмішування свіжого припливного повітря і затрат енергії на його підігрів до технологічної температури. При роботі ТНСУ відпрацьований СА, що являється водночас низькопотенційним джерелом теплоти для ТН, практично не залишає меж циклу СУ, а випарена із матеріалу волога видаляється у випарнику ТН у вигляді конденсату. Таким чином, необхідність у підмішуванні свіжого припливного повітря та затрат енергії на його підігрів значно зменшується. Незначне ж видалення відпрацьованого СА (у межах 0,3 – 4 %) обумовлюється потребою виведення енергії від приводу теплового насоса, що являється в циклі ТН, згідно енергобалансу системи, надлишковою [7].

З урахуванням виразів (22) – (28), рівняння для визначення КВЕ ТНСУ з рециркуляцією (7) в даному випадку матиме наступний вигляд:

$$\eta_{cy} = \frac{\rho_{см} r(t_m) \Delta d_{ck}}{K(h_2 - h_g)} (\varepsilon_{тн}^p - 1). \quad (29)$$

Аналіз рівняння (29) дозволяє зробити висновок, що КВЕ сушильної установки в значній мірі залежить від технології сушіння зерна, яка визначає температуру та відносну вологість сушильного аген-

ту на вході в камеру, та не залежить від її продуктивності, величини завантаження та витрат сушильного агенту.

Результати чисельного аналізу ефективності роботи традиційної та теплонасосної установок з рециркуляцією відпрацьованого СА представлені на рис. 7 та рис. 8. Графіки отримані для конвективного низькотемпературного теоретичного процесу сушіння зерна пшениці у першому періоді сушіння.

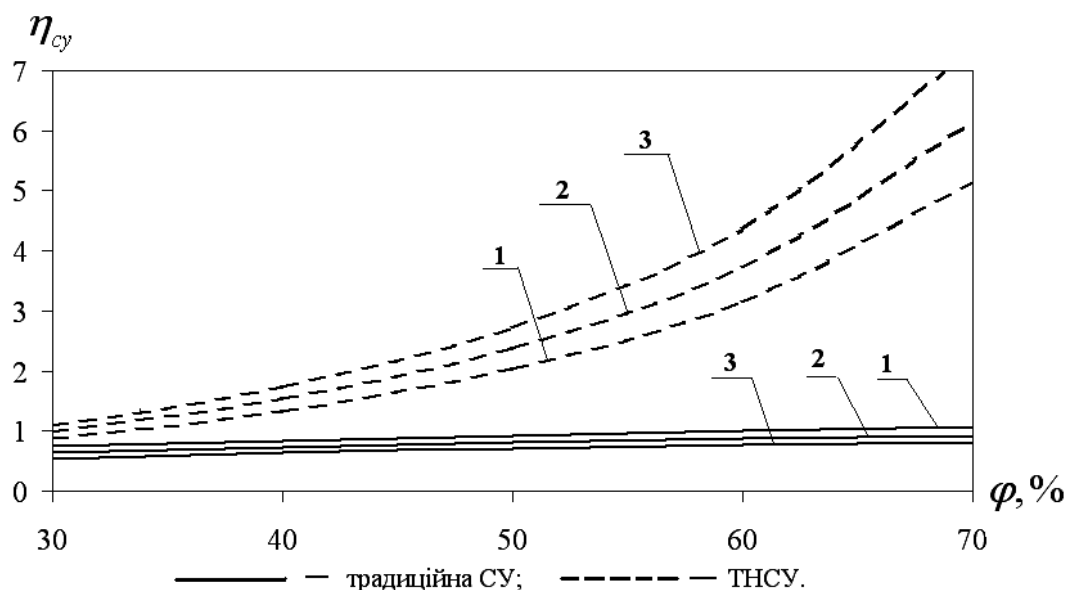


Рис. 7. Залежність КВЕ теплонасосної та традиційної сушарки від відносної вологості сушильного агенту φ_{cm} :

1 — при $t_{cm} = 65^\circ\text{C}$; 2 — при $t_{cm} = 55^\circ\text{C}$; 3 — при $t_{cm} = 45^\circ\text{C}$

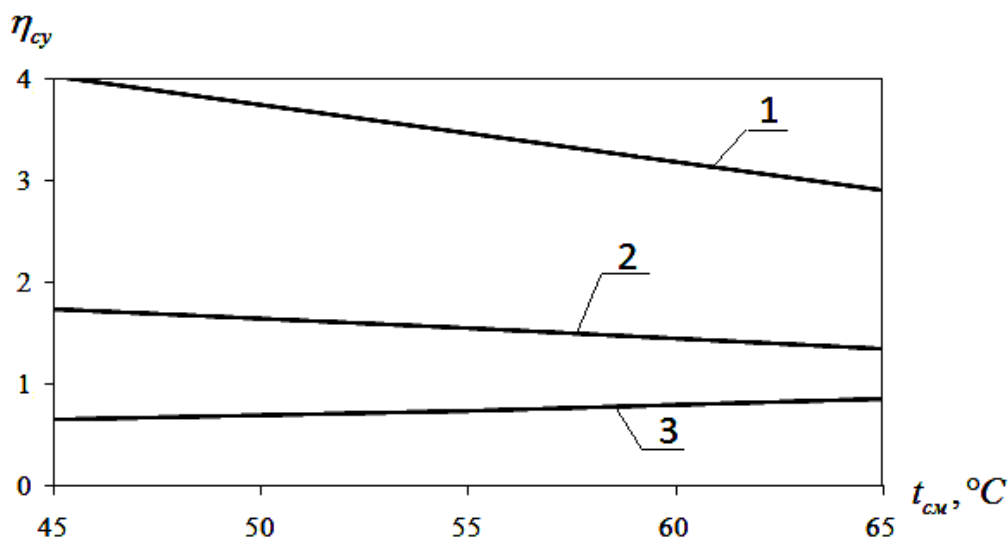


Рис. 8. Залежність КВЕ теплонасосної та традиційної рециркуляційних сушарок від температури сушильного агенту t_{cm} при $\varphi_{cm} = 40\%$:

1 — для ідеальної ТНСУ; 2 — для реальної ТНСУ; 3 — для традиційної сушарки

Як видно з рис. 7, збільшення регламентованої відносної вологості сушильного агенту призводить до суттєвого підвищення ефективності роботи рециркуляційної ТНСУ і в діапазоні зміни $\varphi_{см} = 30...70\%$ $\eta_{су}$ ТНСУ збільшується у 1,5 – 7 разів в порівнянні з традиційною СУ.

Разом з тим, ефективність роботи ТНСУ збільшується при зменшенні технологічної температури СА (рис. 8), що пов'язано зі звуженням температурних рамок циклу Карно і, як наслідок, – збільшенням коефіцієнту трансформації теплоти. Виходячи з цього, використання ТН може бути рекомендовано саме у низькотемпературних процесах сушіння зернових культур.

Висновки

1. Впровадження теплонасосних технологій в процеси низькотемпературного конвективного сушіння зернових культур дозволяє суттєво підвищити ефективність процесу їх тепловологообробки, що безпосередньо пов'язано з економією первинних енергоресурсів.

2. Використання теплового насоса в якості утилізатора у відкритих схемах сушарок дозволяє в середньому втричі підвищити ефективність сушильної системи у порівнянні з традиційними відкритими сушарками, однак ТН при тому виконує роль лише утилізатора теплоти відпрацьованого сушильного агента.

3. Використання теплового насоса в лінії рециркуляції сушильної установки дозволяє суттєво підвищити ефективність роботи ТНСУ (у діапазоні зміни $\varphi_{см} = 30...70\%$ $\eta_{су}$ ТНСУ збільшується у 1,5 – 7 разів в порівнянні з традиційною СУ з рециркуляцією) і не є ефективним при $\varphi_{см} < 30\%$.

4. Ефективність експлуатації ТНСУ в низькотемпературних процесах сушіння зерна суттєво зростає при зниженні технологічної температури сушильного агенту.

Список літератури

1. Станкевич Г. М., Страхова Т. В., Антаназевич В. І. Сушіння зерна : Підручник. – К. : Либідь, 1997. – 352 с.
2. Баум А. Е., Резчинков В. А. Сушка зерна. – М. : Колос, 1983. – 223 с.
3. Жемела Г. П., Кучумова Л. П. Справочник по качеству зерна. – К. : Урожай, 1989. – 212 с.
4. Данилов О. Л. Экономия энергии при тепловой сушке / О. Л. Данилов, Б. И. Леончик. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 136 с.

5. Рей Д. Экономия энергии в промышленности. Справочное пособие для инженерно-технических работников. – М. : Энергоиздат, 1983. – 208 с.
6. Янтовський Е. І., Левин Л. А. Промышленные тепловые насосы. – М. : Энергоиздат, 1989. – 128 с.
7. Безродный М. К., Кутра Д. С. Эффективность применения тепловых насосов в установках сушки древесины. – Киев : Політехніка, 2011. – 240 с.

Рукопис надійшов 29.09.2012 р.

УДК 621.746

Бирюков А.Б. – к.т.н., доц., Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ), Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ АСПЕКТОВ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОРТОВОЙ МНЛЗ В РАМКАХ ЛИТЕЙНО-ПРОКАТНОГО МОДУЛЯ

При помощи метода математического моделирования изучено тепловое состояние заготовок, отливаемых на сортовых МНЛЗ, после порезки. Для анализа выбраны рядовые и высококачественные марки стали. Показано, что для случая разливки рядовых марок стали на МНЛЗ с 8-метровым радиусом загиба на повышенных скоростях теплосодержание металла заготовок достаточно для прямой прокатки, но необходимо выравнивание температурного поля, для чего предложено использовать хорошо изолированный печной агрегат. В случае разливки высококачественных марок стали на пониженных скоростях среднемассовая энтальпия на 10 – 15 % ниже требуемого для прокатки значения. Показано, что догрев таких заготовок в печном агрегате может быть произведен в течение времени, сопоставимого с продолжительностью формирования заготовки в пределах МНЛЗ.

Ключевые слова: непрерывная разливка стали; скорость разлики; прокатка; среднемассовая энтальпия металла; нагревательная печь.

Постановка задачи в общем виде

Известно, что технологии совмещенной разлики-прокатки необычайно перспективны с точки зрения повышения энергоэффективности, так как при их реализации значительно сокращается расход энергии на получение единицы готового проката. Сегодня широкое внедрение технологий совмещенной разлики-прокатки является приоритетным направлением развития мировой и отечественной металлургии.

Анализ публикаций по теме исследования

Различают следующие степени совмещения процессов разлики-прокатки [1]:

– некоторый энергосберегающий эффект достигается в случае, когда непрерывнолитые заготовки после МНЛЗ не остывают до температуры окружающей среды, а в горячем состоянии передаются в на-

гревательную печь проходного типа для догрева до температурного состояния, необходимого для начала прокатки; частным случаем такой технологии является индукционный догрев металла вместо нагрева в газовой печи;

– наибольший энергосберегающий эффект достигается в случае когда температурно-скоростной режим разливки стали позволяет начать прокатку непосредственно после МНЛЗ без промежуточного подгрева.

При совмещении процессов разливки и горячей прокатки также возникает ряд технических проблем. Основная из них связана с невозможностью инспекции поверхности заготовок и зачистки трещин, как это имеет место в разомкнутом технологическом цикле. Поэтому к температурно-скоростным режимам непрерывной разливки в этом случае предъявляются жесткие требования – необходимо исключить появление внутренних и поверхностных трещин [1 – 4].

Для успешной реализации технологии совмещенной разливки-прокатки необходимо выполнение двух условий:

– возможность прокатки непрерывнолитых заготовок без осмотра и ремонта;

– наличие достаточного запаса тепла в непрерывнолитых заготовках после МНЛЗ.

Что касается первого условия, то уровень безаварийности и бездефектности работы МНЛЗ постоянно повышается. Второе условие нуждается в проверке, которая может быть выполнена при помощи метода математического моделирования.

Постановка задачи исследования

Данная работа посвящена исследованию тепловых аспектов использования сортовых МНЛЗ в рамках литейно-прокатных модулей. Решается вопрос о необходимости реализации догрева заготовок после порезки на МНЛЗ или других операций тепловой обработки заготовок для их горячей прокатки. Для рассмотрения взяты как рядовые, так и высококачественные марки стали.

Изложение основных материалов исследования

В данной работе исследование было проведено для концептуального проволочного литейно-прокатного модуля (ЛПМ), имеющего в своем составе сортовую МНЛЗ и проволочный стан. Рассматривались случаи разливки рядовых и высококачественных марок стали на радиальной МНЛЗ с 8-метровым радиусом загиба и тремя секторами вторичного охлаждения (1-ый длиной 0,45 м; 2-ой – 2 м; 3-ий – 4 м). Расстояние от мениска до газорезки составляет 22 м.

Численные эксперименты проведены для всего диапазона стандартных сечений сортовых заготовок при помощи математической модели, в основе которой лежит использование дифференциального уравнения нестационарной теплопроводности, а затвердевание металла учитывается при помощи концепции эффективной теплоемкости [5].

Для рядовых марок стали (Ст3, Ст5, 20, 40 и т.д.) исследование проводилось для повышенных скоростей разливки, при которых металлургическая длина МНЛЗ составляет 0,85 фактического расстояния от мениска до газорезки. Для высококачественных марок стали (ШХ15, 13Х, У13, 20ХНМА и т.д.) рассмотрены скорости, при которых имеет место полное затвердевание расчетного сечения до тянущего правильного агрегата, что необходимо во избежание образования трещин на фронте затвердевания в момент разгиба заготовок.

Таблица 1

Среднемассовые энтальпии металла при разливке рядовых марок стали перед резкой и соответствующие исходные данные, для которых проводились численные эксперименты

Сечение, мм	Скорость разливки, м/мин	Суммарный удельный расход воды на ЗВО, л/кг	Коэффициент теплоотдачи в 1-ом секторе, Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплоотдачи во 2-ом секторе, Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплоотдачи в 3-ем секторе, Вт/(м ² ·К)	Округленные значения. Остаточная энтальпия металла перед резкой, кДж/кг
100x100	6,7	1	1617	862	485	834
		0,6	970	517	291	877
120x120	4,7	1	1361	725	408	833
		0,6	816	435	245	875
125x125	4,3	1	1349	719	404	815
		0,6	778	415	233	860
130x130	4,0	1	1255	669	376	813
		0,6	752	401	225	860
150x150	3,0	1	1086	579	325	806
		0,6	651	347	195	845

Задание граничных условий теплообмена проводилось по следующей схеме:

– для разливки рядовых марок стали в каждом случае выбирались два уровня полного удельного расхода воды: 0,6 л/кг (ослаблен-

ное охлаждение) и 1 л/кг (нормальное охлаждение); полный расход распределен между секторами зоны вторичного охлаждения (ЗВО) в следующей пропорции 0,15/0,4/0,45; от удельных расходов воды, приходящихся на каждый сектор, при помощи известных зависимостей, осуществлен переход к коэффициентам теплоотдачи по секторам для задания граничных условий;

– для разливки высококачественных марок стали и пониженных скоростей разливки рассматривается один уровень полного удельного расхода воды – 0,6 л/кг; остальные подходы аналогичны случаю изучения разливки рядовых марок стали.

Результаты численных экспериментов и условия их проведения систематизированы в таблицах 1 и 2.

Таблица 2

Среднемассовые энтальпии металла при разливке высококачественных марок стали перед резкой и соответствующие исходные данные, для которых проводились численные эксперименты

Сечение, мм	Скорость разливки, м/мин	Суммарный удельный расход воды на ЗВО, л/кг	Коэффициент теплоотдачи в 1-ом секторе, Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплоотдачи во 2-ом секторе, Вт/(м ² ·К)	Коэффициент теплоотдачи в 3-ем секторе, Вт/(м ² ·К)	Остаточная энтальпия металла перед резкой, кДж/кг
100x100	4,0	0,6	677	361	203	784
120x120	2,75	0,6	564	301	169	761
125x125	2,5	0,6	542	289	162	754
130x130	2,3	0,6	521	277	158	743
150x150	1,76	0,6	461	240	135	717

Определенные при помощи математической модели энтальпии металла сравниваются со значениями этой величины, взятыми для температур 1200 – 1250 °С, определяющими эффективную горячую прокатку (диапазон от 820 до 870 кДж/кг).

Анализ результатов позволяет заключить, что практически во всех рассмотренных случаях разливки рядовых марок стали имеем значения среднемассовой энтальпии, вплотную приближенные к требуемому диапазону или в него входящие. При разливке высококачественных марок стали со сравнительно низкими скоростями полученные значения среднемассовой энтальпии на 10 – 15 % меньше нижней границы допустимого диапазона. В этом случае необходим догрев металла.

Даже в тех случаях, когда металл заготовки обладает достаточным запасом тепла, перепад температур по толщине заготовки значительно превышает допустимые значения, достигая 100 – 200 °С по толщине заготовки. Так, для заготовки 100 х 100 мм имеем перепад, достигающий 3000 °С/м (рис. 1). Очевидно, что в этом случае перед началом прокатки необходимо усреднение температурного поля. Для этой цели предложено использовать хорошо теплоизолированный печной агрегат-термос, в котором реализовывалось бы выравнивание температурного поля, а также была предусмотрена возможность подвода тепла для догрева металла в случае усиления охлаждения в рамках МНЛЗ, потери части тепла при транспорте от МНЛЗ к печи и для покрытия теплотерь печи.

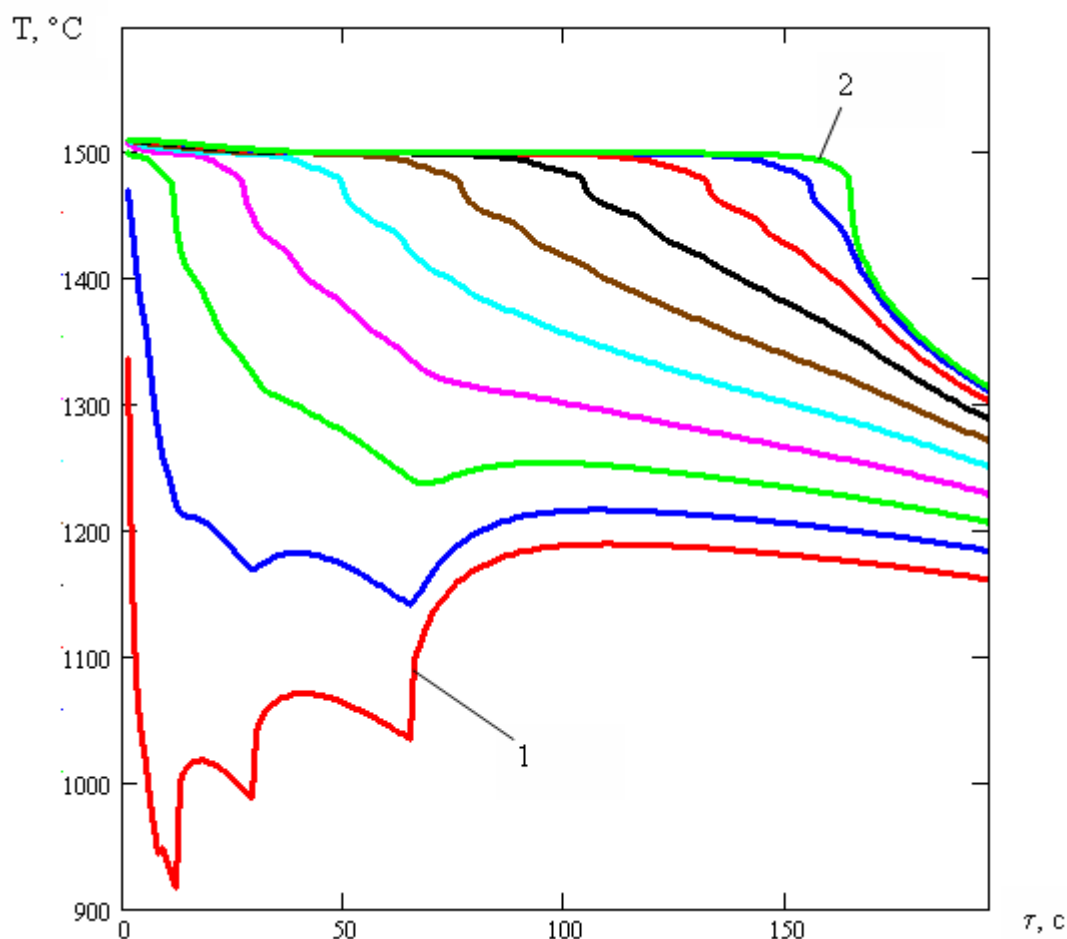


Рис. 1. Изменение температурного состояния заготовки в пределах МНЛЗ для случая разливки заготовки из рядовых марок стали (Ст3, Ст5, 20, 40 и т.д.) сечением 100 х 100 мм со скоростью 6,7 м/мин (1 – поверхность заготовки, 2 – середина; остальные линии соответствуют слоям, лежащим через каждые 11,1 мм)

Пример реализации операции выравнивания температурного поля в печи-термосе представлен на рис. 2, на котором рассмотрен тот же фрагмент формирования заготовки в пределах МНЛЗ, что и на рис. 1 (период времени до 200 с, в течение которых расчетное сечение заготовки проходит расстояние от мениска до газорезки), после чего следует выравнивание температурного поля в печи-термосе, при установленной температуре в печном пространстве – 1200 °С. При задании граничных условий все грани заготовки приняты свободными и участвующими в теплообмене с печной средой (как для печи с шагающими балками).

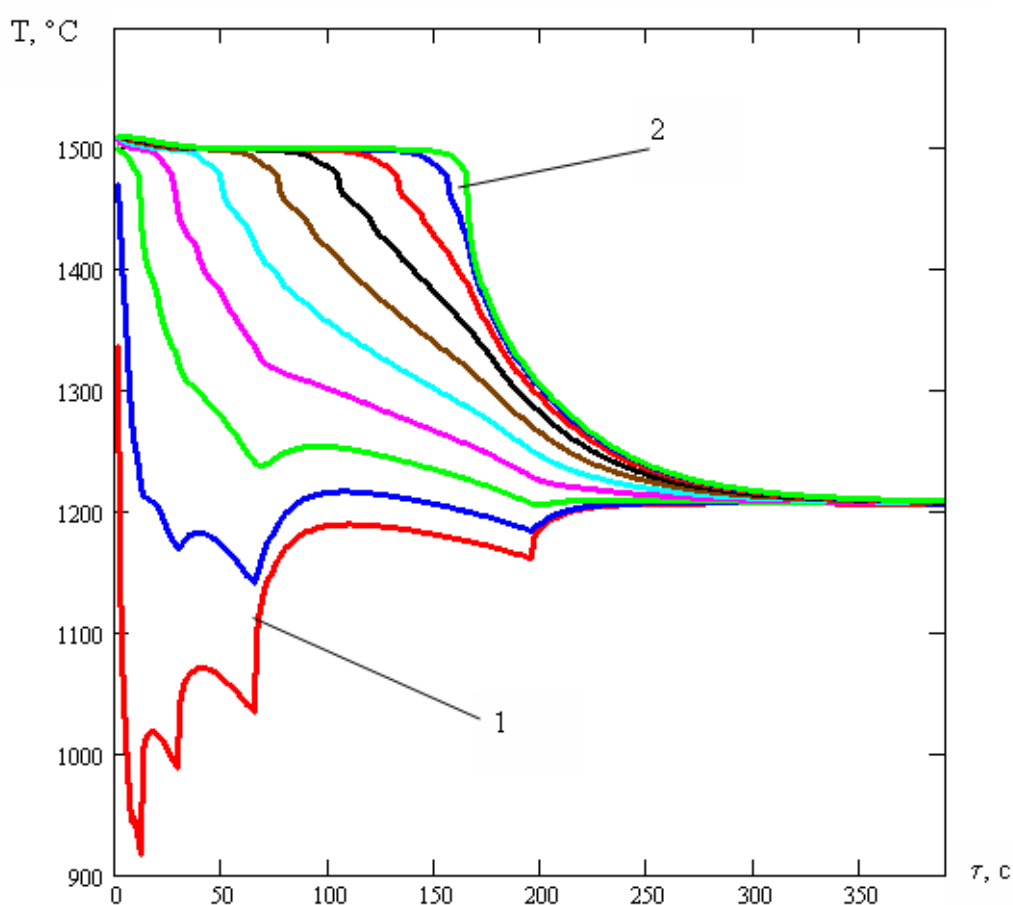


Рис. 2. Изменение температурного состояния заготовки в пределах МНЛЗ для случая разливки заготовки из рядовых марок стали (Ст3, Ст5, 20, 40 и т.д.) сечением 100 x 100 мм со скоростью 6,7 м/мин и последующего усреднения температурного поля (1 – поверхность заготовки, 2 – середина; остальные линии соответствуют слоям, лежащим через каждые 11,1 мм)

Исследованная при помощи численного эксперимента длительность процесса выравнивания температурного поля заготовки сечением 100 x 100 мм составила 200 с (от 200 до 400 с по рис. 2). При этом

уже через 100 с была достигнута величина температурного перепада по толщине заготовки порядка 10°C , которая далее практически не менялась. Таким образом, для заготовок с достаточным запасом тепла для прокатки выравнивание теплового состояния в течение периода времени, сопоставимого с временем формирования заготовки в пределах МНЛЗ, позволяет достичь высокой равномерности температурного поля.

В случае недостаточного теплосодержания металла заготовки необходим догрев материала. Так, для случая разливки заготовки сечением 150×150 мм из высококачественной марки стали (таблица 2) догрев металла при температуре печи 1300°C в течение 720 с после формирования в МНЛЗ (в течение 780 с) изучался при помощи математической модели [5] и представлен на рис. 3.

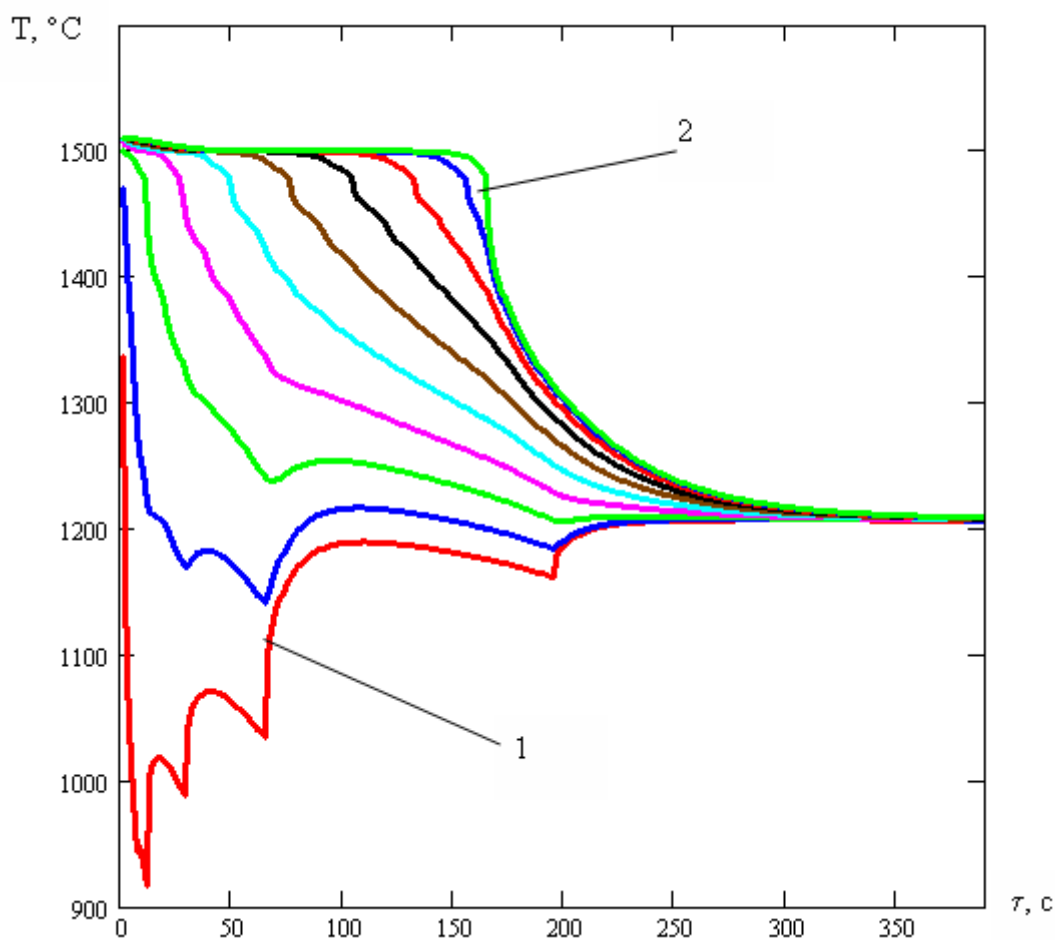


Рис. 3. Изменение температурного состояния заготовки в пределах МНЛЗ для случая разливки заготовки из высококачественных марок стали (ШХ15, 13Х, У13, 20ХНМА и т.д.) сечением 150×150 мм со скоростью 1,76 м/мин и последующего догрева (1 – поверхность заготовки, 2 – середина; остальные линии соответствуют слоям, лежащим через каждые 16,7 мм)

Выводы

Выполнены исследования теплового состояния заготовок, получаемых на современных сортовых МНЛЗ, для решения вопроса о необходимости догрева или других технологических операций для реализации прямой прокатки. Установлено, что для МНЛЗ с 8-метровым радиусом загиба при разливке сортовых заготовок из рядовых марок стали на повышенных скоростях разливки теплосодержание достаточно для прямой прокатки без догрева. Однако перепад температуры по толщине заготовки таков, что необходимо выравнивание температурного поля. Для этой цели предложено использовать хорошо теплоизолированный печной агрегат-термос. Показано, что для выравнивания температурного поля достаточно времени, сопоставимого с продолжительностью разливки.

Для случая разливки заготовок из высококачественных марок стали на пониженных скоростях запас тепла после МНЛЗ недостаточен и необходим догрев заготовок. Показано, что в печном агрегате такой нагрев может быть выполнен в течение времени, сопоставимого со временем формирования непрерывнолитой заготовки в пределах МНЛЗ.

Список литературы

1. Минаев А. А. Совмещенные металлургические процессы / А. А. Минаев. – Донецк : Унитех, 2008. – 552 с.
2. Современные технологии получения тонкого листа и полосы методами непрерывного литья / А. Н. Смирнов // Сборник трудов международной научно-практической конференции «50 лет непрерывной разливке стали в Украине», 3-4 ноября 2010, Донецк : ДонНТУ, 2010. – С. 60 – 70.
3. Светковский У. Привязка УНРС к мелкосортным или проволочным станам / У. Светковский // МРТ. – 1993. – С. 56 – 62.
4. Мазур И. П. Тепловые процессы в производстве листового проката / И. П. Мазур. – М. : ОАО «Черметинформация», 2002. – 103 с.
5. Бирюков А. Б. Теплотехника ресурсоэнергосберегающей разливки стали / А. Б. Бирюков, В. В. Кравцов, Н. С. Масс. – Донецк : Ноулидж, 2010. – 206 с.

Рукопись поступила 01.03.2012 г.

УДК 66.041:666.92

Бойко В.Н. — к.т.н., доц., Национальная Металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Еремина Э.А. — студентка, НМетАУ

РАСЧЕТ ЦИКЛОННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ МЕЛКОДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Рассмотрена методика расчета циклонных теплообменников для охлаждения мелкодисперсных материалов. Расчет охладителя построен на решении уравнений материальных и тепловых балансов его элементов, что позволяет определить значения материальных потоков, температуры материала и газового потока по тракту теплообменника. Метод может быть использован также для расчета циклонных теплообменников, предназначенных для подогрева порошкообразных материалов. Уравнения теплового баланса учитывают возможные подсосы воздуха и изменения по тракту охладителя теплофизических характеристик твердой и газовой фаз, незавершенность теплообмена между твердой и газовой фазами, потери теплоты в окружающую среду.

Ключевые слова: циклонный теплообменник; мелкодисперсный материал; охладитель; подогреватель; ступень теплообмена.

Введение, постановка задачи

Среди всего многообразия существующих теплообменных аппаратов, предназначенных для подогрева или охлаждения мелкодисперсных материалов, наибольшее распространение получили циклонные теплообменники. В циклонных теплообменниках теплообмен между мелкодисперсным материалом и газовым потоком осуществляется во взвешенном состоянии. Такие теплообменники применяются в установках для производства цемента, кальцинации глинозема и др. продуктов [1 – 4].

Степень утилизации теплоты мелкодисперсного материала в циклонных теплообменниках при прочих равных условиях определяется количеством ступеней теплообмена. Увеличение числа ступеней теплообмена позволяет глубже утилизировать физическую теплоту материала и подогревать воздух до более высоких температур, использование которого для сжигания топлива, в итоге, снижает его расход. В настоящее время в установках по производству цемента перед вра-

щающимися печами устанавливают теплообменники с пятью ступенями теплообмена.

Известна упрощенная методика расчета многоступенчатых теплообменников для охлаждения мелкозернистых материалов [4], в соответствии с которой эффективность всех циклонов принималась одинаковой. Такое допущение искажает картину распределения массовых потоков и температур по тракту многоступенчатых теплообменников.

Методика и результаты расчетов

Максимальное количество ступеней теплообмена в циклонных теплообменниках ограничено пятью ступенями. Схема такого теплообменника представлена на рис. 1, при этом нумерация ступеней теплообмена принята по ходу газового потока.

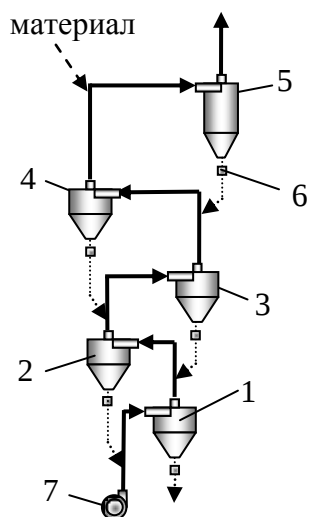


Рис. 1. Схема пятиступенчатого циклонного теплообменника:

1, 2, 3, 4, 5 – соответственно, первая, вторая, третья, четвертая и пятая ступени охлаждения материала; 6 – мигалки; 7 – вентилятор

Расчет циклонного теплообменника основан на совместном решении уравнений материального и теплового балансов отдельных ступеней теплообмена.

Для расчета материального баланса пятиступенчатого теплообменника необходимо знать его производительность и степень улавливания материала в каждом циклоне охладителя. При этом степень улавливания материала в каждом циклоне может быть рассчитана по известной методике [5] или же этой величиной можно задаться.

Определение температур материала и газового потока за каждой ступенью теплообмена осуществляется на основе теплового баланса.

При составлении теплового баланса

каждой ступени учитываются подсосы воздуха в ней, потери теплоты в окружающую среду, степень незавершенности теплообмена между твердой и газовой фазами. Кроме этого необходимо задаться начальной температурой материала и газового потока, а также расходами материала и газового потока. Охладители устанавливаются за какими-либо печными агрегатами, в которых используется подогретый воздух. Поэтому расход воздуха и материала на охладитель зачастую являются взаимосвязанными величинами.

Уравнения материального баланса пятиступенчатого охладителя материала приведены в таблице 1.

Таблица 1

Материальный баланс охладителя материала

Элемент охладителя	Приходная часть баланса	Расходная часть баланса
Пятая ступень	$M_5 = M + M'_4$	$M_5 = M''_5 + M'_5$
Четвертая ступень	$M_4 = M''_5 + M'_3$	$M_4 = M''_4 + M'_4$
Третья ступень	$M_3 = M''_4 + M'_2$	$M_3 = M''_3 + M'_3$
Вторая ступень	$M_2 = M''_3 + M'_1$	$M_2 = M''_2 + M'_2$
Первая ступень	$M_1 = M''_2$	$M_1 = M''_1 + M'_1$

В таблице приняты следующие обозначения: M – расход материала на охладитель (сухая масса), кг/ч; M_i – расход материала перед и за i -ой ступенью охладителя, кг/ч; $M'_i = (1 - \beta_i)M_i$ – количество материала, вынесенного из i -ой ступени охладителя, кг/ч; $M''_i = \beta_i M_i$ – количество материала, уловленного i -ой ступенью охладителя, кг/ч; β_i – эффективность улавливания материала циклоном i -ой ступени, доли ед.

При совместном решении уравнений материального баланса нетрудно получить зависимости для определения расходов материала за каждой ступенью теплообменника относительно M :

$$M''_1 = \frac{\beta_1 \beta_2 \beta_3 \beta_4 \beta_5}{A_o} M; \quad (1)$$

$$M'_1 = \frac{(1 - \beta_1) \beta_2 \beta_3 \beta_4 \beta_5}{A_o} M; \quad (2)$$

$$M''_2 = \frac{\beta_2 \beta_3 \beta_4 \beta_5}{A_o} M; \quad (3)$$

$$M'_2 = \frac{(1 - \beta_2) \beta_3 \beta_4 \beta_5}{A_o} M; \quad (4)$$

$$M''_3 = \frac{[1 - (1 - \beta_1) \beta_2] \beta_3 \beta_4 \beta_5}{A_o} M; \quad (5)$$

$$M'_3 = \frac{[1 - (1 - \beta_1) \beta_2] (1 - \beta_3) \beta_4 \beta_5}{A_o} M; \quad (6)$$

$$M''_4 = \frac{[1 - (1 - \beta_1) \beta_2 - (1 - \beta_2) \beta_3] \beta_4 \beta_5}{A_o} M; \quad (7)$$

$$M'_4 = \frac{[1 - (1 - \beta_1) \beta_2 - (1 - \beta_2) \beta_3] (1 - \beta_4) \beta_5}{A_o} M; \quad (8)$$

$$M''_5 = \frac{1 - (1 - \beta_1) \beta_2 - (1 - \beta_2) \beta_3 - (1 - \beta_3) \beta_4 + (1 - \beta_1) \beta_2 (1 - \beta_3) \beta_4}{A_o} \beta_5 M; \quad (9)$$

$$M'_5 = \frac{1 - (1 - \beta_1)\beta_2 - (1 - \beta_2)\beta_3 - (1 - \beta_3)\beta_4 + (1 - \beta_1)\beta_2(1 - \beta_3)\beta_4}{A_0} (1 - \beta_5)M, \quad (10)$$

где

$$A_0 = 1 - (1 - \beta_1)\beta_2 - (1 - \beta_2)\beta_3 - (1 - \beta_3)\beta_4 + (1 - \beta_1)\beta_2(1 - \beta_3)\beta_4 - [1 - (1 - \beta_1)\beta_2 - (1 - \beta_2)\beta_3](1 - \beta_4)\beta_5. \quad (11)$$

Полученные уравнения позволяют определить расход материала по трактам теплообменника в натуральных и относительных величинах (относительно M) $e'_i = M'_i / M$, $e''_i = M''_i / M$ при заданной производительности и степени улавливания пылевидного материала в циклонах охладителя β_i . На рис. 2 представлены результаты таких расчетов в относительных единицах, при этом эффективность каждого циклона была принята равной $\beta_i = 0,9$.

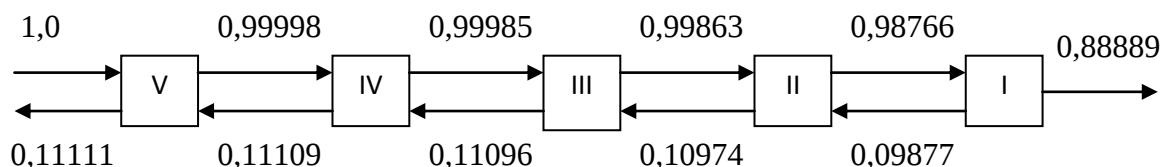


Рис. 2. Значения материальных потоков по тракту пятиступенчатого охладителя материала

Результаты расчета показывают, что из каждой ступени выносятся приблизительно одинаковое количество материала (эта величина меняется от 0,09877 до 0,11111), а поток материала, который перетекает из циклона в циклон, меняется незначительно от 1,0 до 0,88889.

После определения значений материальных потоков по тракту охладителя запишем систему уравнений, характеризующих тепловой баланс каждой ступени охлаждения материала.

$$\left. \begin{aligned} c_M(t_1)e''_2(m_1t_2 - t_1) &= c_B(t_{B1})(1 + \alpha_1)e_{B0}(t_{B1} - t_{B0}); \\ c_M(t_2)e''_3(m_2t_3 - t_2) &= [c_M(t_{B2})e'_1 + c_B(t_{B2})e_{B1}](t_{B2} - t_{B1}) + \\ &+ \alpha_2e_{B1}c_B(t_{B2})(t_{B2} - t_{B0}); \\ c_M(t_3)e''_4(m_3t_4 - t_3) &= [c_M(t_{B3})e'_2 + c_B(t_{B3})e_{B2}](t_{B3} - t_{B2}) + \\ &+ \alpha_3e_{B2}c_B(t_{B3})(t_{B3} - t_{B0}); \\ c_M(t_4)e''_5(m_4t_5 - t_4) &= [c_M(t_{B4})e'_3 + c_B(t_{B4})e_{B3}](t_{B4} - t_{B3}) + \\ &+ \alpha_4e_{B3}c_B(t_{B4})(t_{B4} - t_{B0}); \\ c_M(t_5)e(m_5t_0 - t_5) &= [c_M(t_{B5})e'_4 + c_B(t_{B5})e_{B4}](t_{B5} - t_{B4}) + \\ &+ \alpha_5e_{B4}c_B(t_{B5})(t_{B5} - t_{B0}), \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где e''_i , e'_i – относительное количество материала, соответственно, уловленное и вынесенное из i -ой ступени охладителя, кг/кг; $e = 1$ – относительное количество материала, загружаемого в охладитель, кг/кг; e_{B0} – доля воздуха относительно M , которая поступает в охладитель, кг/кг; e_{Bi} – доли воздуха (относительно M) в каждой ступени охладителя с учетом подсосов, кг/кг, соответственно равные $e_{B1} = (1 + \alpha_1)e_{B0}$, $e_{B2} = (1 + \alpha_2)e_{B1}$, $e_{B3} = (1 + \alpha_3)e_{B2}$, $e_{B4} = (1 + \alpha_4)e_{B3}$, $e_{B5} = (1 + \alpha_5)e_{B4}$; α_i – доля подсосов воздуха по ступеням охладителя; t_0 – температура материала на входе в охладитель, °C; t_{B0} – температура наружного воздуха, °C; $c_m(t_i)$, $c_B(t_{Bi})$ – теплоемкости материала и воздуха при соответствующих температурах в каждой ступени охладителя, кДж/кг·K; m_i – коэффициенты, учитывающие потери теплоты в окружающую среду каждой ступенью охладителя.

Следует отметить, что подсосы воздуха в охладитель возможны при его эксплуатации под разрежением, в этом случае величина $\alpha_i \geq 0$. Работа охладителя под давлением предполагает возможность утечки части воздуха в атмосферу, в этом случае $\alpha_i \leq 0$.

Незавершенность теплообмена в каждой ступени охлаждения учитывается коэффициентом $n_i = t_i/t_{Bi}$ (здесь $n_i \geq 1$). Иначе можно записать $t_1 = n_1 t_{B1}$, $t_2 = n_2 t_{B2}$, $t_3 = n_3 t_{B3}$, $t_4 = n_4 t_{B4}$, $t_5 = n_5 t_{B5}$.

Для придания системе уравнений (12) вида, удобного для решения, введем обозначения:

$$\begin{aligned} c_1 &= c(t_1)e''_2; & c_2 &= c(t_2)e''_3; & c_3 &= c(t_3)e''_4; & c_4 &= c(t_4)e''_5; & c_5 &= c(t_5)e; \\ c_{B1} &= c_B(t_{B1})(1 + \alpha_1)e_{B0}; & c_{B2} &= \alpha_2 e_{B1} c_B(t_{B2}); & c_{B3} &= \alpha_3 e_{B2} c_B(t_{B3}); \\ c_{B4} &= \alpha_4 e_{B3} c_B(t_{B4}); & c_{B5} &= \alpha_5 e_{B4} c_B(t_{B5}); & c_{CM2} &= c(t_{B2})e'_1 + c_B(t_{B2})e_{B1}; \\ c_{CM3} &= c(t_{B3})e'_2 + c_B(t_{B3})e_{B2}; & c_{CM4} &= c(t_{B4})e'_3 + c_B(t_{B4})e_{B3}; \\ c_{CM5} &= c(t_{B5})e'_4 + c_B(t_{B5})e_{B4}. \end{aligned}$$

После подстановки принятых обозначений в систему уравнений (12) получим:

$$\left. \begin{aligned} c_1(n_2 m_1 t_{B2} - n_1 t_{B1}) &= c_{B1}(t_{B1} - t_{B0}); \\ c_2(n_3 m_2 t_{B3} - n_2 t_{B2}) &= c_{CM2}(t_{B2} - t_{B1}) + c_{B2}(t_{B2} - t_{B0}); \\ c_3(n_4 m_3 t_{B4} - n_3 t_{B3}) &= c_{CM3}(t_{B3} - t_{B2}) + c_{B3}(t_{B3} - t_{B0}); \\ c_4(n_5 m_4 t_{B5} - n_4 t_{B4}) &= c_{CM4}(t_{B4} - t_{B3}) + c_{B4}(t_{B4})(t_{B4} - t_{B0}); \\ c_5(m_5 t_0 - n_5 t_{B5}) &= c_{CM5}(t_{B5} - t_{B4}) + c_{B5}(t_{B5})(t_{B5} - t_{B0}). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Введем новые обозначения:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= c_{B1}/c_1; & \varphi_2 &= c_{B2}/c_2; & \varphi_3 &= c_{B3}/c_3; & \varphi_4 &= c_{B4}/c_4; & \varphi_5 &= c_{B5}/c_5; \\ \psi_2 &= c_{CM2}/c_2; & \psi_3 &= c_{CM3}/c_3; & \psi_4 &= c_{CM4}/c_4; & \psi_5 &= c_{CM5}/c_5. \end{aligned}$$

С учетом этих обозначений получим:

$$\left. \begin{aligned} n_2 m_1 t_{B2} - n_1 t_{B1} &= \varphi_1 (t_{B1} - t_{B0}); \\ n_3 m_2 t_{B3} - n_2 t_{B2} &= \psi_2 (t_{B2} - t_{B1}) + \varphi_2 (t_{B2} - t_{B0}); \\ n_4 m_3 t_{B4} - n_3 t_{B3} &= \psi_3 (t_{B3} - t_{B2}) + \varphi_3 (t_{B3} - t_{B0}); \\ n_5 m_4 t_{B5} - n_4 t_{B4} &= \psi_4 (t_{B4} - t_{B3}) + \varphi_4 (t_{B4} - t_{B0}); \\ m_5 t_{H0} - n_5 t_{B5} &= \psi_5 (t_{B5} - t_{B4}) + \varphi_5 (t_{B5} - t_{B0}), \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

или

$$\left. \begin{aligned} -(n_1 + \varphi_1) t_{B1} + n_2 m_1 t_{B2} &= -\varphi_1 t_{B0}; \\ \psi_2 t_{B1} - (n_2 + \varphi_2 + \psi_2) t_{B2} + n_3 m_2 t_{B3} &= -\varphi_2 t_{B0}; \\ \psi_3 t_{B2} - (n_3 + \varphi_3 + \psi_3) t_{B3} + n_4 m_3 t_{B4} &= -\varphi_3 t_{B0}; \\ \psi_4 t_{B3} - (n_4 + \varphi_4 + \psi_4) t_{B4} + n_5 m_4 t_{B5} &= -\varphi_4 t_{B0}; \\ \psi_5 t_{B4} - (n_5 + \varphi_5 + \psi_5) t_{B5} &= -m_5 t_{H0} - \varphi_5 t_{B0}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Обозначим: $B_1 = n_1 + \varphi_1$; $B_2 = n_2 + \varphi_2 + \psi_2$; $B_3 = n_3 + \varphi_3 + \psi_3$;
 $B_4 = n_4 + \varphi_4 + \psi_4$; $B_5 = n_5 + \varphi_5 + \psi_5$; $C_1 = \varphi_1 t_{B0}$; $C_2 = \varphi_2 t_{B0}$; $C_3 = \varphi_3 t_{B0}$;
 $C_4 = \varphi_4 t_{B0}$; $C_5 = m_5 t_{H0} + \varphi_5 t_{B0}$.

Тогда окончательно получим систему линейных неоднородных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -B_1 t_{B1} + n_2 m_1 t_{B2} &= -C_1; \\ \psi_2 t_{B1} - B_2 t_{B2} + n_3 m_2 t_{B3} &= -C_2; \\ \psi_3 t_{B2} - B_3 t_{B3} + n_4 m_3 t_{B4} &= -C_3; \\ \psi_4 t_{B3} - B_4 t_{B4} + n_5 m_4 t_{B5} &= -C_4; \\ \psi_5 t_{B4} - B_5 t_{B5} &= -C_5. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Решив систему уравнений (16) относительно t_{Bi} , получим:

$$t_{B5} = \frac{C_5 (B_4 - \psi_4 F) + \psi_5 C_4 + \psi_4 \psi_5 N}{B_5 (B_4 - \psi_4 F) - \psi_5 n_5 m_4}; \quad (17)$$

$$t_{B4} = \frac{n_5 m_4}{B_4 - \psi_4 F} \cdot t_{B5} + \frac{C_4 + \psi_4 N}{B_4 - \psi_4 F}; \quad (18)$$

$$t_{B3} = F t_{B4} + N; \quad (19)$$

$$t_{B2} = \frac{n_2 m_2 B_1}{B_1 B_2 - \psi_2 n_2 m_1} t_{B3} + \frac{C_2 B_1 + \psi_2 C_1}{B_1 B_2 + \psi_2 n_2 m_1}; \quad (20)$$

$$t_{B1} = \frac{n_2 m_1}{B_1} t_{B2} + \frac{C_1}{B_1}, \quad (21)$$

где

$$F = \frac{n_4 m_3 (\psi_2 n_2 m_1 - B_1 B_2)}{B_3 (\psi_2 n_2 m_1 - B_1 B_2) + \psi_3 n_3 m_2 B_1}; \quad (22)$$

$$N = \frac{C_3(\psi_2 n_2 m_1 - B_1 B_2) - \psi_3(B_1 C_2 + \psi_2 C_1)}{B_3(\psi_2 n_2 m_1 - B_1 B_2) + \psi_3 n_3 m_2 B_1}. \quad (23)$$

Полученные зависимости (17) – (23) были использованы для расчета температур материала и газового потока в пятиступенчатом охладителе мелкодисперсной извести. При выполнении расчетов были приняты следующие условия: мелкодисперсная известь с начальной температурой 1000 °С охлаждается потоком воздуха, удельный расход которого составляет $e_{в0} = 1$ кг/кг, потери теплоты в окружающую среду каждой ступенью составляют 2 %, завершенность теплообмена в каждой ступени $n_i = 1$ (то есть $t_i = t_{вi}$), подсосы воздуха отсутствуют. В результате расчетов были определены температуры материала за каждой ступенью, которые имели следующие значения: $t_1 = 88$ °С; $t_2 = 179$ °С; $t_3 = 306$ °С; $t_4 = 475$ °С; $t_5 = 700$ °С.

При прочих одинаковых условиях температура охлажденного материала зависит от расхода охлаждающего агента. В случае, когда конечная температура материала должна иметь определенное значение, тогда расход воздуха определяется итерационным методом.

Рассмотренный метод расчета циклонного теплообменника может быть использован для расчета пятиступенчатого циклонного подогревателя мелкодисперсных материалов. В этом случае в уравнения материального и теплового балансов подогревателя необходимо внести соответствующие поправки на начальную влажность исходного материала.

Для расчета циклонных теплообменников с меньшим количеством ступеней в исходные уравнения материального и теплового балансов необходимо внести соответствующие изменения. С уменьшением количества ступеней уравнения материального и теплового балансов упрощаются, так, например, в [6] рассмотрен вариант расчета трехступенчатого циклонного теплообменника.

Выводы

Предложен метод расчета пятиступенчатого циклонного теплообменника, предназначенный для охлаждения мелкодисперсного материала. Метод позволяет определить значения материальных потоков и температур по тракту охладителя.

Метод может быть использован для расчета подогрева мелкодисперсного материала в циклонном теплообменнике, а также для расчета теплообменников с меньшим числом ступеней с внесением соответствующих изменений в исходные уравнения материального и теплового балансов.

Метод может быть использован для расчета циклонных теплообменников, предназначенных для охлаждения или нагрева любых мелкодисперсных или порошкообразных материалов.

Список литературы

1. Шахмагон Н. Б. Новые направления развития сухого производства цемента : Обзор / Н. Б. Шахмагон, Р. С. Левман, Н. И. Гершкович. – М. : ВНИИЭСМ, 1985. – 49 с.
2. Ладыгичев М. Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология: справочное издание в 2-х книгах. Кн. 1 / М. Г. Ладыгичев, В. Г. Лисиенко, Я. М. Щелоков ; под ред. В. Г. Лисиенко. – М. : Теплотехник, 2004. – 688 с.
3. Еремин А. И. Процессы и аппараты глиноземного производства / А. И. Еремин, А. Н. Наумчик, В. Г. Казаков. – М. : Металлургия, 1980. – 360 с.
4. Баскаков А. П. Методика расчета многоступенчатых циклонных теплообменников для охлаждения мелкозернистых материалов / А. П. Баскаков, О. А. Раков // Промышленная энергетика. – 2006. – № 7. – С. 43 – 47.
5. Циклоны НИИОГАЗ : руководящие указания по проектированию, изготовлению, монтажу и эксплуатации. – Ярославль, 1971. – 96 с.
6. Бойко В. Н. Расчет печи циклонного типа для термообработки мелкодисперсных материалов / В. Н. Бойко, О. Г. Федоров // Металлургическая теплотехника: сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепрпетровск : ПП Грек А.С., 2007. – С. 33 – 43.

Рукопись поступила 14.02.2012 г.

УДК 532.525.6

Гичёв Ю.А. — д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Бершадский А.И. — магистрант, НМетАУ

Израелян К.А. — магистрант, НМетАУ

Перцевой В.А. — к.т.н., доц., Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта (ДНУЖТ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГАЗОВОЙ СТРУИ СО СТАЛЕВЫПУСКНЫМ ОТВЕРСТИЕМ В СИСТЕМЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ОТСЕЧКИ ШЛАКА

Приведены результаты расчета сопла и изменение параметров газовой струи при истечении на сталевыпускное отверстие в системе газодинамической отсечки шлака. Установлен характер изменения избыточного давления струи, обеспечивающего запираание шлака. Выполнено расчетное исследование диссипации энергии газовой струи, натекающей на летку конвертера.

Результаты работы могут быть использованы при конструировании соплового аппарата системы газодинамической отсечки шлака для сталеплавильных конвертеров.

Ключевые слова: газодинамическая отсечка; шлак; конвертер; газовая струя; сопло; тупиковый канал.

Введение

Данная работа касается исследования динамических характеристик газовой струи при втекании ее в тупиковый канал, имитирующий сталевыпускное отверстие конвертера в системе газодинамической отсечки шлака [1]. Изменение характеристик газовой струи оказывает значительное влияние на запирающие свойства струи при отсечке шлака и, соответственно, на качество отсечки. Это обстоятельство требует учета при выборе и конструировании соплового аппарата системы.

При исследовании изменения динамических характеристик особое внимание уделено диссипации (рассеиванию) энергии газовой струи при втекании ее в сталевыпускное отверстие, так как диссипация может в значительной степени уменьшить энергию струи и, соответственно, снизить запирающие свойства струи.

Постановка задачи

Сопловой аппарат устройства газодинамической отсечки шлака должен обеспечить равномерный профиль скоростей отсекающей газовой струи в выходном сечении сопла и минимальные энергетические потери при истечении газовой струи из сопла.

При втекании струи в сталевыпускное отверстие необходимо создание условий для минимальной диссипации энергии газовой струи и, соответственно, максимального сохранения ее запирающих свойств.

В соответствии с этим задачи исследования включали:

- расчет профиля сопла и вычисление динамических характеристик соплового аппарата;
- определение давления газа перед соплом, необходимое для создания избыточного давления газа в сталевыпускном отверстии, обеспечивающем запирание шлака;
- исследование диссипации энергии газовой струи при различных условиях втекания струи в тупиковый канал, имитирующий сталевыпускное отверстие, и оценка запирающего давления струи с учетом диссипации энергии.

Методика и результаты исследования

Для обеспечения стабильного давления газа, гарантирующего качественную отсечку шлака в летке конвертера, требуется создание равномерного профиля скоростей струи газа в выходном сечении сопла. Это достигается путем расчета оптимального профиля сопла, то есть изменением радиуса сечения сопла по его длине с определенной закономерностью.

Профиль конического сопла рассчитан по формуле [2]:

$$r = \frac{r_0}{\sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{r_0}{r_{\text{вход}}} \right)^2 \right] \cdot \frac{\left(1 - \frac{9 \cdot x^2}{L_{\text{соп}}^2} \right)^2}{\left(1 + \frac{3 \cdot x^2}{L_{\text{соп}}^2} \right)^3}}}, \quad (1)$$

где r – текущий радиус сечения сопла вдоль координаты x ; r_0 и $r_{\text{вход}}$ – радиусы выходного и входного отверстия сопла, м; $L_{\text{соп}}$ – длина сопла, м.

Длина сопла определяется соотношением [2]:

$$L_{\text{соп}} = 0,5 \cdot d_{\text{вх}}. \quad (2)$$

Полученные расчетом профили сопла, обеспечивающие равномерное распределение скорости газа в его выходном отверстии, при различных заданных диаметрах выходного сечения сопла $d_0 = 0,06 \div 0,08$ м представлены на рис. 1.

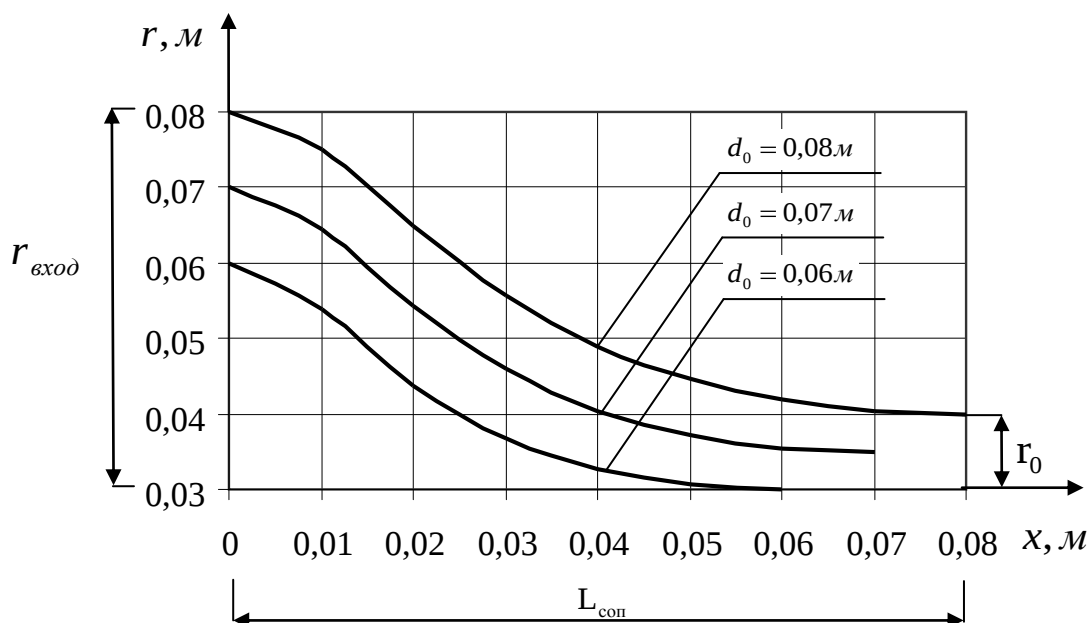


Рис. 1. Расчетные профили сопла, обеспечивающие равномерное распределение газа в выходном отверстии

Характер изменения скорости и статического давления газа в сопле определяется газодинамической функцией [2]:

$$q(\lambda_1) = \frac{\sigma_c \cdot F_2 \cdot q(\lambda_2)}{F_1}, \quad (3)$$

где $q(\lambda_1)$ и $q(\lambda_2)$ — газодинамические функции для приведенных скоростей на входе λ_1 и на выходе λ_2 расчетного участка сопла; F_1 и F_2 — площади входного и выходного сечений расчетного участка; σ_c — коэффициент сохранения полного давления.

Приведенная скорость газа в сопле λ определяется по формуле:

$$q(\lambda_2) = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \lambda_{\text{ид}} \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{\text{ид}}^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\text{ид}}$ — приведенная скорость газа на срезе идеального сопла, определяется в соответствии с данными работы [2].

Коэффициент сохранения полного давления, учитывающий потери давления в сопле, определяется выражением:

$$\sigma_c = \left[\frac{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{ид}^2}{1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda_{ид}^2 \cdot \varphi_c^2} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (5)$$

где φ_c – коэффициент скорости, принимается $0,98 \div 0,99$.

Изменения приведенной скорости λ и статического давления $P_{ст}$ газа в сопле представлены на рис. 2.

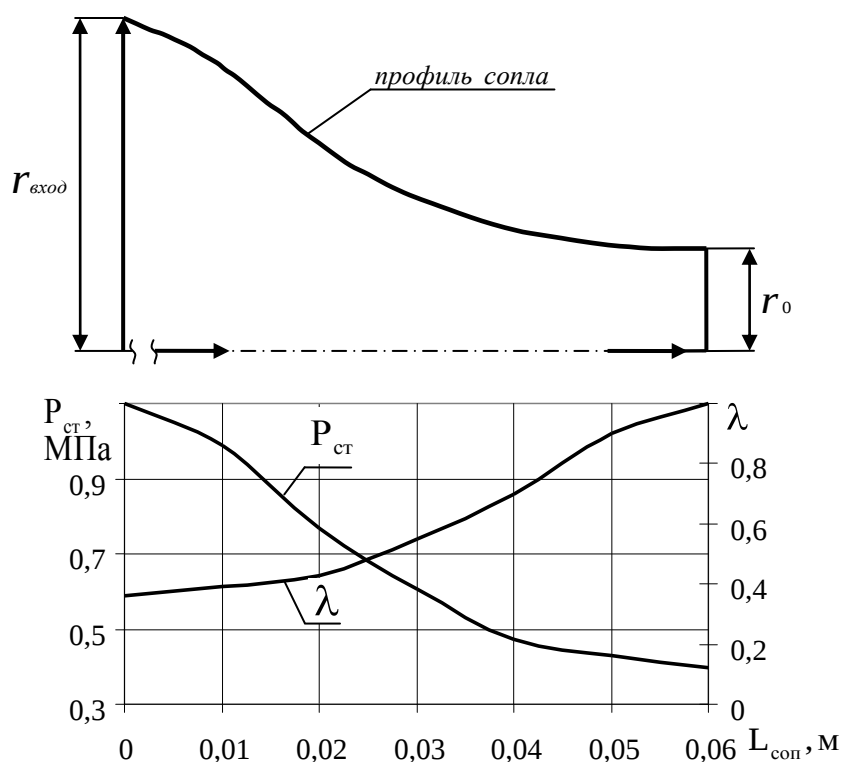


Рис. 2. Изменение приведенной скорости λ и статического давления газа $P_{ст}$

При истечении из сопла допустимый перепад давления газа исключает отрыв потока от стенок сопла: $\Pi_{отр} = P_{ст} / P_{атм}$. При перепаде давления газа $\Pi > \Pi_{отр}$ наступает отрыв потока газа внутри сопла от его стенок.

Давление газа перед соплом, соответствующее отрыву потока внутри сопла, определяется по формуле:

$$P_{ст} = \frac{P_{атм}}{\pi(\lambda_{ид})} \cdot e^{-0,85 \cdot (M_0 - 1)}, \quad (6)$$

где $P_{\text{атм}}$ – давление среды, в которую истекает струя (принимается атмосферным); $\pi(\lambda_{\text{ид}})$ – газодинамическая функция давления; M_0 – число Маха в выходном сечении сопла.

С учетом допустимого перепада давления газа $\Pi_{\text{отр}}$ расход газа через сопло, вычисленный по методике, приведенной в [2] для звуковых сопел, представлен на рис. 3.

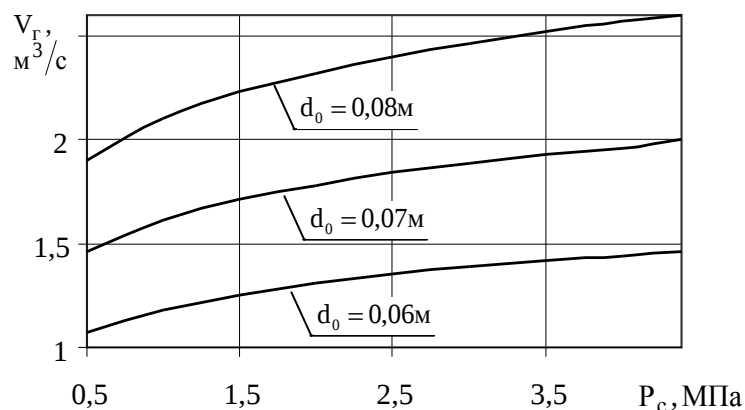


Рис. 3. Расход газа через сопло V_G в зависимости от давления газа перед соплом P_c при различных диаметрах выходного сечения сопла d_0

Исследование процесса натекания газовой струи на внутреннюю поверхность тупикового канала выполнено расчетным путем с использованием разработанной инженерной модели [3], адекватность которой подтверждена в работе [4].

Инженерная модель представляет собой сочетание расчетов газодинамических характеристик свободной струи до сталевыпускного отверстия и импактной струи, натекающей на сталевыпускное отверстие.

Осевая скорость свободной струи в переходной и основной областях течения определяется, соответственно, по формулам [5]:

$$u_H = \frac{13 \cdot \sqrt{M_{\text{эфф}}^2 - 1} \cdot (d_{\text{эфф}} / d_0) \cdot u_0}{\bar{x} - \bar{S}}; \quad (7)$$

$$u_H = u_0 \cdot (1 + 5,7 \cdot c_0 \cdot (\bar{h}_{\text{пр}} - \bar{h}_{\text{зв}}) / \bar{d}_{\text{зв}})^{-1}, \quad (8)$$

где u_0 – скорость истечения струи из сопла; d_0 – диаметр выходного сечения сопла; $\bar{x}$ – текущая координата вдоль оси тупикового канала; c_0 – константа структуры струи [6]; $\bar{h}_{\text{пр}}$ – расстояние от среза сопла до днища; $\bar{h}_{\text{зв}}$ – расстояние от среза сопла до звукового сечения струи; $\bar{d}_{\text{зв}}$ – диаметр звукового сечения струи; $M_{\text{эфф}}$ – число Маха на

оси струи в ее “эффективном” сечении; $d_{эфф}$ – диаметр “эффективно-го” сечения струи; S – длина начального (газодинамического) участка струи.

В формулах (7) и (8) линейные величины, отнесенные к диаметру выходного сечения сопла d_0 , отмечены чертой.

Избыточное давление газа в сталевыпускном отверстии, обеспечивающее запираение шлака, вычислялось в трех характерных участках течения струи (см. рис. 4):

- в плоскости среза тупикового канала, имитирующего стале-выпускное отверстие (участок 1);
- в плоскости сопряжения днища и боковых стенок тупикового канала (участок 2);
- в области критической точки на днище тупикового канала, где происходит полное торможение газа (участок 3).

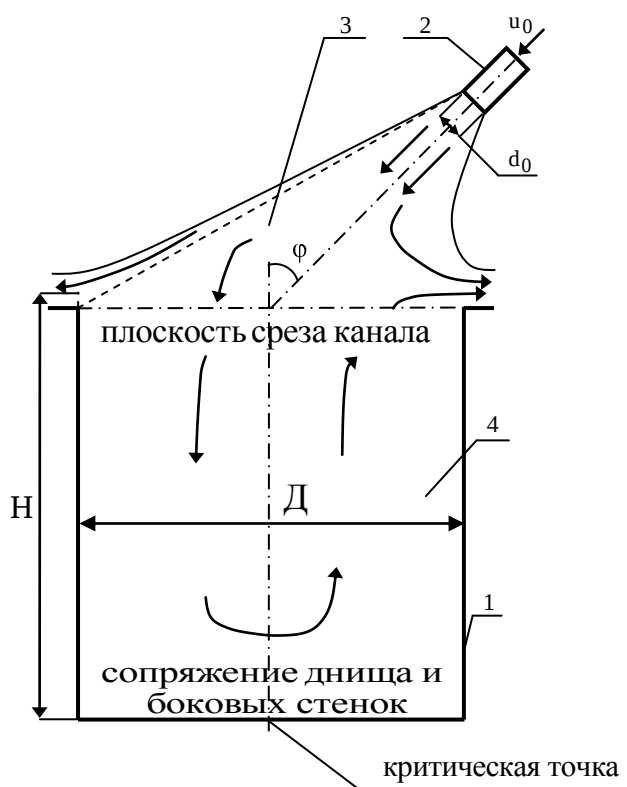


Рис. 4. Схема натекания газовой струи на тупиковый канал:

1 – тупиковый канал; 2 – сопло; 3 – область втекания струи в канал; 4 – область вытеснения газа из канала

Избыточное давление газа в характерных участках течения газа определялось суммой:

$$P_{изб} = P_{ст.изб} + P_{дин}, \quad (9)$$

где $P_{\text{ст изб}}$ и $P_{\text{дин}}$ – избыточное статическое и динамическое давление струи в соответствующих участках:

$$P_{\text{ст изб}} = \frac{\rho \cdot u^2}{2} \cdot e^{-(c_1 \bar{x})^2}; \quad (10)$$

$$P_{\text{дин}} = (\rho \cdot u^2) / 2. \quad (11)$$

Здесь ρ и u – плотность и скорость газа в расчетных участках; c_1 – коэффициент.

Задача расчета процесса натекания струи на сталевыпускное отверстие заключалась в определении минимальной величины давления газа перед соплом, обеспечивающего запираание шлака в летке конвертера и оттеснение его над сталевыпускным отверстием летки. При этом минимальное давление газа на внутреннюю поверхность тупикового канала, обеспечивающее запираание и оттеснение слоя шлака над сталевыпускным отверстием летки конвертера, $P_{\text{изб}}$ составляет 0,05 МПа.

Расчет выполнен для тупиковых каналов, имитирующих сталевыпускное отверстие конвертеров емкостью 50 ÷ 350 т при следующих исходных данных:

- диаметр тупикового канала $D = 0,175 \div 0,300$ м, что соответствует диаметрам леток конвертеров емкостью 50 ÷ 350 т (см. рис. 4);
- отношение глубины тупикового канала к его диаметру $H/D = 2,5$;
- диаметр выходного сечения сопла $d_0 = 0,06 \div 0,08$ м;
- угол между осью сопла и осью канала $\varphi = 0^\circ \div 45^\circ$;
- число Маха на срезе сопла $M_0 = 1,0$.

Выбор звукового сопла обусловлен тем, что при фиксированном расходе и давлении газа перед соплом дальнобойность струи слабо зависит от геометрии сопла. Например, увеличение дальнобойности струи за счет изменения числа Маха на срезе сопла от 1 до 2 не превышает 3 %.

На рис. 5 представлены результаты одного из вариантов расчета давления газовой струи на внутреннюю поверхность тупикового канала при фронтальном натекании газовой струи. Минимальное давление, необходимое для запираания шлака, принято 0,05 МПа, и соответствует участку 1 в области вытеснения газа из канала.

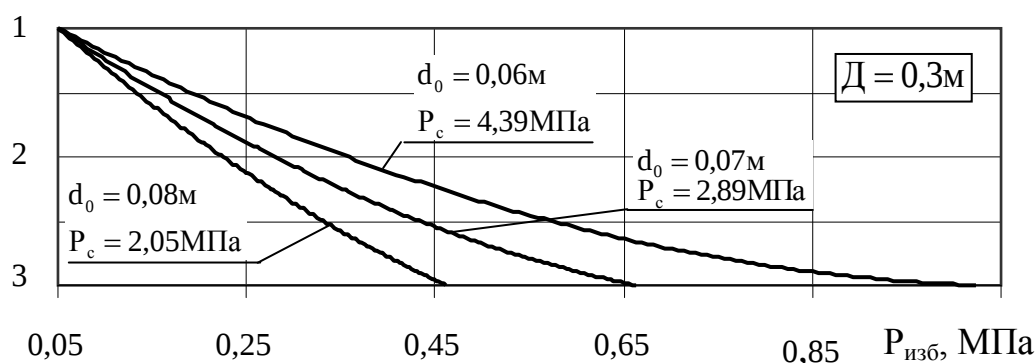


Рис. 5. Сравнение давлений газовой струи на внутреннюю поверхность тупикового канала ($D = 0,3$ м):
1 – плоскость среза канала; 2 – сопряжение днища и боковых стенок; 3 – критическая точка

В целом, после обобщения всех вариантов расчета, сделаны следующие выводы:

- уменьшение диаметра выходного сечения сопла d_0 снижает давление, необходимое для обеспечения отсечки шлака, что требует повышения давления газа перед соплом P_c ;
- при боковом натекании струи резко увеличивается давление на боковую стенку канала, обращенную к натекающей струе;
- увеличение угла φ между осью сопла и осью тупикового канала приводит к снижению давления в полости канала.

Для расчета диссипации энергии газовой струи при втекании в сталевыпускное отверстие, распределение потенциальной и кинетической энергии в струе газа описывалось уравнениями:

- мощность, обусловленная кинетической энергией струи на выходе из сопла (0) и в расчетных точках (m):

$$N_k = \frac{u_0^2}{2} \cdot M_\Gamma, \quad N_k = \frac{u_m^2}{2} \cdot M_\Gamma, \quad (12)$$

где M_Γ – массовый расход газа;

- мощность, обусловленная потенциальной энергией струи:

$$N_\Pi = \frac{P_{ст0}}{\rho_0} \cdot M_\Gamma, \quad N_\Pi = \frac{P_{стm}}{\rho} \cdot M_\Gamma. \quad (13)$$

Изменение статического давления $P_{ст}$ и скорости газа u_m вычислены по методике, приведенной в работе [3].

Результаты расчета диссипации энергии при фронтальном натекании струи представлены на рис. 6.

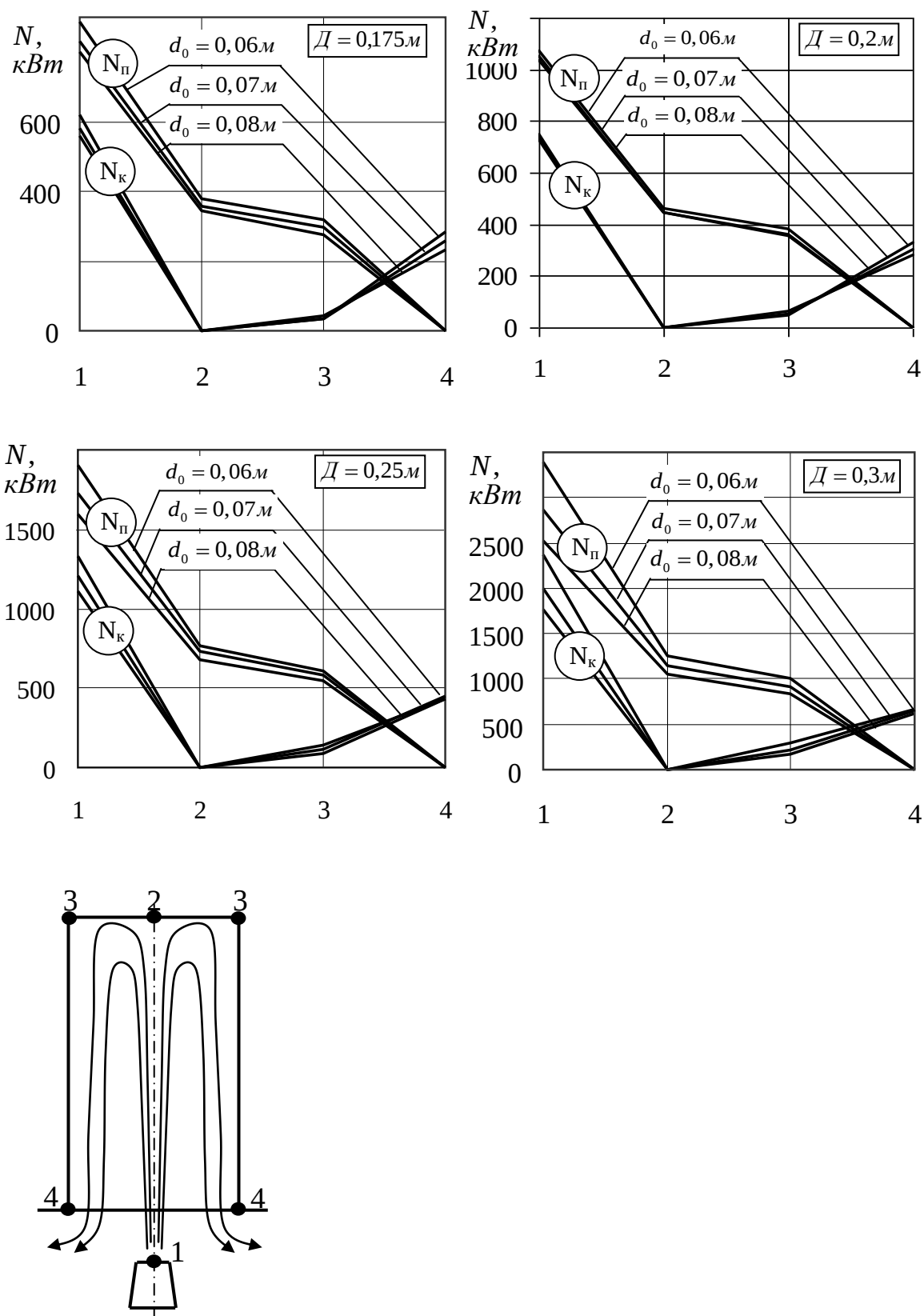


Рис. 6. Характер диссипации энергии газовой струи при фронтальном натекании на тупиковый канал:
1...4 – на оси абсцисс графиков – точки расчета энергии газовой струи

Из данных, приведенных на рис. 6, видно, что максимум диссипации энергии наблюдается в свободной струе газа (на участке 1 – 4). В объеме тупикового канала (участок 2 – 3) диссипация энергии струи незначительна.

Приведенные результаты указывают на возможность подобрать конструктивные размеры соплового устройства, обеспечивающего минимальную диссипацию запирающей струи.

Выводы

Выполнен расчет профиля сопла и изменение динамических характеристик соплового аппарата, обеспечивающих безотрывность потока газа в сопле и равномерный профиль скоростей газа на выходе из сопла, что необходимо для эффективной реализации запирающих свойств струи газа в системе газодинамической отсечки шлака.

В результате расчетного исследования натекания газовой струи на внутреннюю поверхность тупикового канала установлен характер изменения давления газовой струи в полости тупикового канала в зависимости от диаметра выходного сечения и угла натекания струи на сталевыпускное отверстие.

Расчетным путем выполнена оценка диссипации энергии газовой струи при втекании в тупиковый канал, имитирующий сталевыпускное отверстие, что позволяет подобрать конструктивные размеры соплового устройства, обеспечивающего минимальную диссипацию запирающей струи.

Результаты работы могут быть использованы при конструировании соплового аппарата системы газодинамической отсечки шлака для сталеплавильных конвертеров.

Список литературы

1. Гичёв Ю. А., Перцевой В. А. Результаты экспериментального исследования запирающих свойств газовой струи при газодинамической отсечке шлака // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2006. – № 7. – С. 208 – 211.
2. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика : в 2-х т. / Г. Н. Абрамович. – М. : Машиностроение, 1991. – Т. 1. – 532 с.
3. Гичёв Ю. А., Перцевой В. А. Инженерная методика расчета и математическое моделирование характеристик газовой струи в системе газодинамической отсечки шлака // *Новини науки Придніпров'я (інженерні дисципліни)*. – 2008. – № 1 – 2. – С. 91 – 94.
4. Гичёв Ю. А., Перцевой В. А., Карабеза И. И. Экспериментальная проверка адекватности инженерного и математического моделирования натекания газовой струи на тупиковый канал // *Технічна*

теплофізика та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 3. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2011. – С. 51 – 61.

5. Лухтура Ф. И. Одномерная теория сверхзвуковых нерасчетных струй газа // Известия АН СССР. Серия Механика жидкости и газа. – 1993. – № 1. – С. 48 – 56.

6. Абрамович Г. Н., Гиршович Г. Н., Крашенинников С. Ю. Теория турбулентных струй. – М. : Машиностроение, 1984. – 716 с.

Рукопись поступила 15.04.2012 г.

УДК 532.525.6

Гичёв Ю.А. — д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Бершадский А.И. — магистрант, НМетАУ

Израелян К.А. — магистрант, НМетАУ

Перцевой В.А. — к.т.н., доц., Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта (ДНУЖТ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ОТСЕЧКИ ШЛАКА

Приведены результаты исследований варианта системы газодинамической отсечки шлака, позволяющие оценить время срабатывания пневмосистемы, время запираания шлака в летке конвертера и удельные энергозатраты на сжатие нейтрального газа, запирающего шлак, для сталеплавильных конвертеров различной емкости (50 ÷ 350 т). Установлено, что разработанный вариант системы по своим эксплуатационным характеристикам не уступает действующим аналогам систем газодинамической отсечки шлака за рубежом. Результаты работы могут быть использованы для проектирования и эксплуатации системы газодинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров.

Ключевые слова: система; газодинамическая отсечка; шлак; сталеплавильный конвертер.

Введение

Качественная отсечка шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров обеспечивает максимальный выход годного и снижение материальных и энергетических затрат, связанных с рафинированием и разливкой стали. В числе способов отсечки шлака выгодно выделяется газодинамическая отсечка [1], отличающаяся быстродействием, высоким качеством отсечки, возможностью дистанционного управления и проч.

В данной статье рассматриваются эксплуатационные характеристики одного из вариантов системы газодинамической отсечки шлака [2,3], разработанного на кафедре промышленной теплоэнергетики НМетАУ совместно с Укргипрометом и ОАО «Меткомбинат Запорожсталь».

Постановка задачи

Принципиальная схема системы газодинамической отсечки шлака приведена на рис. 1.

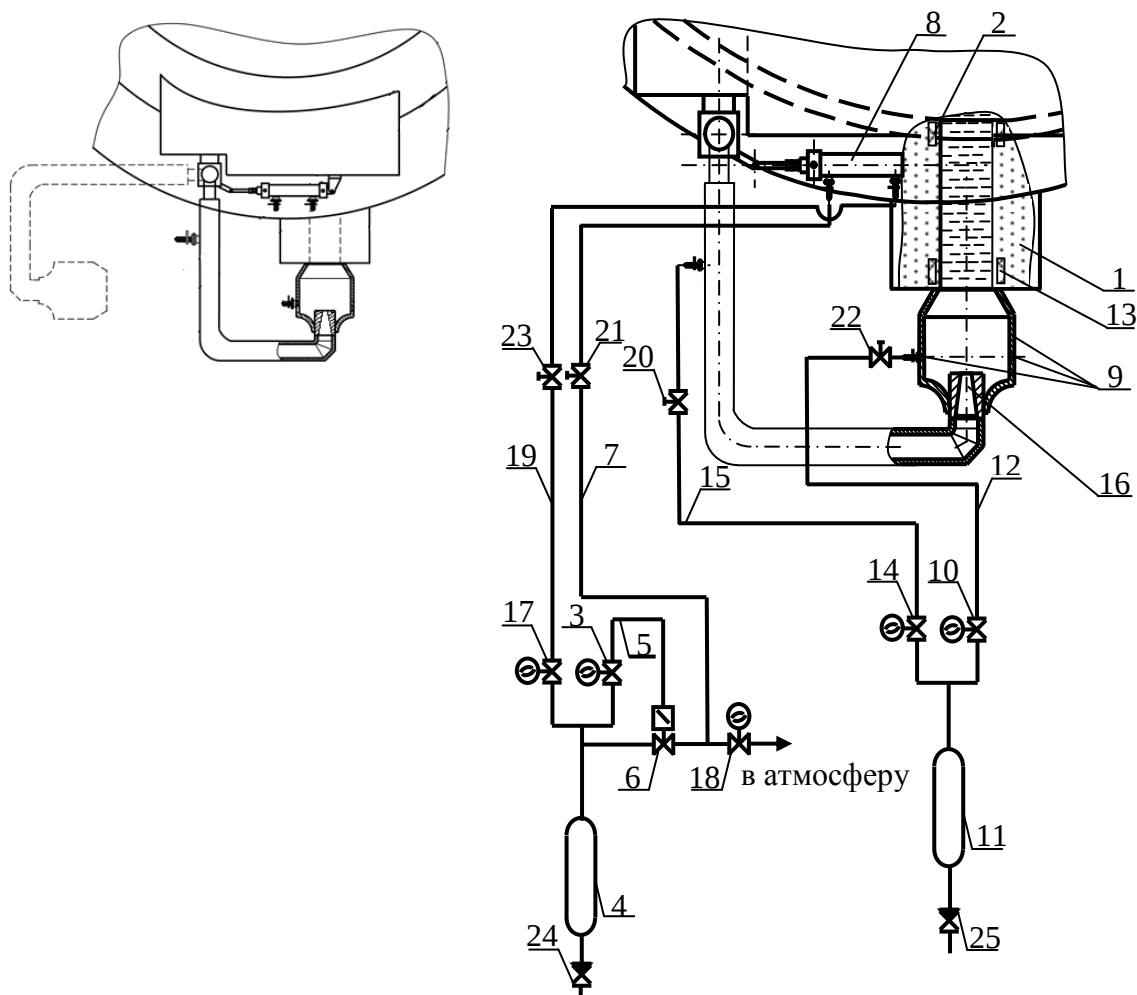


Рис. 1. Принципиальная схема системы газодинамической отсечки шлака:
 1 – летка конвертера; 2 – индукционный датчик; 3 – электромагнитный клапан; 4 – ресивер сжатого воздуха; 5 – импульсная линия сжатого воздуха; 6 – поворотный клапан; 7 – питающая линия сжатого воздуха; 8 – пневматический цилиндр; 9 – полая насадка с отверстиями; 10 – электромагнитный клапан; 11 – ресивер нейтрального газа; 12 – питающая линия нейтрального газа; 13 – индукционный датчик; 14 – электромагнитный клапан; 15 – питающая линия нейтрального газа; 16 – сопло; 17, 18 – электромагнитные клапаны; 19 – питающая линия сжатого воздуха; 20, 21, 22, 23 – регулирующие клапаны; 24, 25 – обратные клапаны

Последовательность операций, связанных с отсечкой шлака, определяет задачу исследований эксплуатационных характеристик системы.

В период выпуска плавки из конвертера путем его поворота из вертикального в горизонтальное положение при достижении уровнем

металлической ванны уровня верхнего среза летки 1 срабатывает индукционный датчик 2, который передает управляющий сигнал на открытие электромагнитного клапана 3. В результате открытия клапана 3 сжатый воздух из ресивера 4 поступает в импульсную линию сжатого воздуха 5 и открывает поворотный клапан 6. Это обеспечивает подачу сжатого воздуха через питающую линию 7 в пневматический цилиндр 8. Происходит поворот рычага с закрепленной на нем полый насадкой 9 в положение отсечки шлака.

Одновременно с подачей управляющего сигнала на открытие клапана 3 индукционный датчик 2 передает также управляющий сигнал на открытие электромагнитного клапана 10, что приводит к подаче нейтрального газа из ресивера 11 через питающую линию нейтрального газа 12 в отверстия полости насадки 9. Это обеспечивает, после совмещения верхнего среза насадки 9 с наружным (нижним) срезом летки 1, оттеснение слоя шлака над леткой 1, что приводит к отрыву потока вытекающего из конвертера металла от шлака, находящегося в конвертере, к отдуву шлака от воронки металла и торможению потока шлака.

При достижении уровнем расплава металлической ванны уровня нижнего среза летки 1 индукционный датчик 13 передает управляющий сигнал на открытие электромагнитного клапана 14 и нейтральный газ из ресивера 11 через питающую линию нейтрального газа 15 поступает в сопло 16. Одновременно с подачей управляющего сигнала от индукционного датчика 13 на открытие электромагнитного клапана 14 индукционный датчик 13 передает управляющие сигналы на поворот конвертера в вертикальное исходное положение и на перекрытие электромагнитного клапана 10, что прекращает подачу нейтрального газа в отверстие насадки 9 через питающую линию 12.

После возврата конвертера в вертикальное исходное положение от блока управления конвертером поступают сигналы на закрытие клапанов 3 и 6 и открытие клапанов 17 и 18, что, с одной стороны, обеспечивает вытеснение воздуха из пневматического цилиндра 8 через питающую линию сжатого воздуха 7 в атмосферу, а, с другой стороны, наполнение пневматического цилиндра 8 сжатым воздухом через питающую линию 19. В результате происходит возврат рычага в исходное положение с последующим перекрытием клапанов 14, 17 и 18. Сигналы на закрытие клапанов 14, 17 и 18 поступают от блока управления конвертером.

Одновременно с поворотом конвертера в исходное вертикальное положение осуществляют постепенное снижение подачи нейтрального газа через сопло 16 регулирующим клапаном 20, а закрытие клапана 14 прекращает подачу нейтрального газа. Регулирующие клапаны

21, 22 и 23 предназначены для наладки устройства перед эксплуатацией и в процессе отсечки шлака характеристики газовых потоков не изменяют.

В задачу исследований эксплуатационных характеристик системы газодинамической отсечки шлака входило:

- определение времени срабатывания пневмосистемы;
- определение удельных энергозатрат на сжатие нейтрального газа, запирающего шлак;
- определение времени запираения шлака в летке конвертера.

Методика и результаты исследования

Время срабатывания пневмосистемы $\tau_{\text{пс}}$ устройства газодинамической отсечки шлака складывается из двух периодов:

$$\tau_{\text{пс}} = \tau_{\text{I}} + \tau_{\text{II}}, \quad (1)$$

где τ_{I} – продолжительность подготовительного периода; τ_{II} – продолжительность перемещения поршня пневмопривода.

Продолжительность подготовительного периода составит:

$$\tau_{\text{I}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3, \quad (2)$$

где τ_1 – время срабатывания электромагнитного клапана, с; τ_2 – время распространения волны давления от электромагнитного клапана до пневматического цилиндра, с; τ_3 – интервал времени от момента достижения волны давления пневмоцилиндра до момента начала движения поршня, с.

Время срабатывания электромагнитного клапана составляет незначительную величину по сравнению со временем срабатывания пневмосистемы в целом ($\tau_1 = 0$).

В расчете времени срабатывания пневмосистемы использованы методические положения, изложенные в работе [4].

Для расчета времени срабатывания пневмосистемы $\tau_{\text{пс}}$ в соответствии с ее конструктивными характеристиками заданы:

- диаметр поршня пневмоцилиндра (D_{II});
- диаметр штока поршня ($D_{\text{ш}}$);
- рабочий ход поршня (S);
- вес подвижной части устройства для отсечки шлака (P);
- длина ($L_{\text{пит}}$) и диаметр ($d_{\text{пит}}$) трубопровода питающей линии от электромагнитного клапана до пневматического цилиндра;
- длина ($L_{\text{вых}}$) и диаметр ($d_{\text{вых}}$) трубопровода выхлопной линии;

– коэффициенты расхода в питающей ($\mu_{\text{пит}}$) и выхлопной ($\mu_{\text{вых}}$) линиях.

Время распространения волны давления от электромагнитного клапана до пневматического цилиндра составит:

$$\tau_2 = \frac{L_{\text{пит}}}{c}, \quad (3)$$

где c – скорость звука, м/с.

Объем трубопровода питающей линии от электромагнитного клапана до пневматического цилиндра составит:

$$V_{\text{пит}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{пит}}^2}{4} \cdot L_{\text{пит}}, \quad (4)$$

где $d_{\text{пит}}$ – диаметр трубопровода питающей линии, м.

Площадь торца поршня (без штока) составит:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{п}}^2}{4}. \quad (5)$$

Безразмерная нагрузка на поршень составит:

$$\chi = \frac{P}{P_{\text{пит}} \cdot F_1}, \quad (6)$$

где $P_{\text{пит}}$ – давление газа в питающей линии, Па.

Объем выхлопной полости в момент начала рабочего хода поршня:

$$V_{\text{вых}} = V_{\text{пит}} + \frac{\pi \cdot (D_{\text{п}}^2 - D_{\text{ш}}^2) \cdot S}{4}. \quad (7)$$

Параметр θ для расчета по номограмме [4] составит:

$$\theta = \frac{V_{\text{пит}} \cdot \mu_{\text{пит}} \cdot d_{\text{пит}}^2}{V_{\text{вых}} \cdot \mu_{\text{вых}} \cdot d_{\text{вых}}^2}, \quad (8)$$

где $d_{\text{вых}}$ – диаметр трубопровода выхлопной линии, м.

Площадь торца поршня (со штоком) составит:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot (D_{\text{п}}^2 - D_{\text{ш}}^2)}{4}. \quad (9)$$

Отношение площадей торцов поршня:

$$\Pi_{2,1}^F = \frac{F_2}{F_1}. \quad (10)$$

Отношение начального давления в полости пневматического цилиндра при заполнении его газом из магистрали, к давлению газа в магистрали:

$$\sigma_{\text{атм}} = \frac{P_{\text{атм}}}{P_{\text{пит}}}, \quad (11)$$

где $P_{\text{атм}}$ – начальное давление в рабочей полости (принимается атмосферным), Па.

Коэффициент $\sigma_{\text{д.ном}}$ определяется из номограммы [4] по значениям величин χ и θ .

При отклонении $\Pi_{2,1}^F$ от единицы на $10 \div 15\%$ в значение коэффициента $\sigma_{\text{д}}$ вносится поправочный коэффициент:

$$\sigma_{\text{д}} = \sigma_{\text{д.ном}} - 0,5 \cdot (1 - \Pi_{2,1}^F). \quad (12)$$

Время заполнения пневмоцилиндра сжатым воздухом определяется выражением:

$$\tau_3 = 3,62 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{4 \cdot V_{\text{пит}}}{\mu_{\text{пит}} \cdot \pi \cdot d_{\text{пит}}^2} \cdot [\psi_1(\sigma_{\text{д}}) - \psi_1(\sigma_{\text{а}})], \quad (13)$$

где $\psi_1(\sigma_{\text{а}})$ и $\psi_1(\sigma_{\text{д}})$ – функции давления при начальном и конечном давлениях в рабочей полости цилиндра, определяемые по номограмме [4].

Продолжительность перемещения поршня пневмоцилиндра τ_{Π} определяется в следующей последовательности.

Определяется соотношение размеров и параметров пневмопривода:

$$N = 275,14 \cdot \frac{\mu_{\text{пит}} \cdot d_{\text{пит}}^2}{D_{\Pi}^3} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_{\text{м}} \cdot S}}. \quad (14)$$

Определяется коэффициент пропускной способности:

$$\Omega = \frac{\mu_{\text{вых}} \cdot f_{\text{вых}}}{\mu_{\text{пит}} \cdot f_{\text{пит}}}, \quad (15)$$

где $f_{\text{пит}}$ – площадь проходного сечения трубы питающей линии, м^2 ; $f_{\text{вых}}$ – площадь проходного сечения трубы выхлопной линии, м^2 .

Определяется приведенная начальная координата положения поршня:

$$\xi_{01} = \frac{1,27 \cdot V_{\text{пит}}}{D_{\Pi}^2 \cdot S}. \quad (16)$$

Безразмерное время срабатывания поршня τ_{Π} определяется из номограммы [4] по значениям величин χ и N .

Переход от безразмерного параметра, выражающего время, к действительному производится по формуле:

$$\tau_{\Pi} = 1,31 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{S \cdot D_{\Pi}^2}{\mu_{\text{пит}} \cdot d_{\text{пит}}} \cdot t_{\Pi}. \quad (17)$$

Результаты расчета времени срабатывания пневмосистемы устройства газодинамической отсечки шлака для конвертеров различной емкости, представленные на рис. 2, позволяют определить время срабатывания пневмосистемы при различных рабочих давлениях в питающей линии системы $P_{\text{пит}}$. Из результатов расчета следует, что время срабатывания пневмосистемы уменьшается с увеличением давления в питающей линии $P_{\text{пит}}$ и диаметра трубопровода питающей линии $d_{\text{пит}}$. Во всех вариантах расчета время срабатывания пневмосистемы $\tau_{\text{пс}}$ не превышает 1 с.

Нейтральный газ, необходимый для отсечки и запираания шлака, в соответствии с технологией отсечки накапливается в ресивере 11 (см. рис. 1) с последующим дросселированием газа до необходимого давления перед соплом в дроссельном клапане, предусмотренном в ресивере.

В соответствии с давлением и количеством нейтрального газа, необходимого для запираания шлака, по линии нейтрального газа принято следующее оборудование: компрессор – 4ГМ10-20/61М; ресивер – В-5; дроссельный клапан – ДК-40.

Температура газа после дросселирования вычислялась с учетом интегрального эффекта Джоуля-Томсона [5]:

$$T_{\text{д}} = T_{\text{комп}} - (a_{\text{г}} - b_{\text{г}} \cdot P_{\text{комп}}) \cdot (273/T_{\text{комп}})^2 \cdot (P_{\text{комп}} - P_{\text{с}}), \quad (18)$$

где $P_{\text{комп}}$, $T_{\text{комп}}$ – давление и температура газа после компрессора, МПа и К, соответственно; $P_{\text{с}}$ – давление газа перед соплом, МПа; $a_{\text{г}}$, $b_{\text{г}}$ – константы [5].

Масса сжимаемого в компрессоре газа составит:

$$M_{\text{комп}} = \frac{P_{\text{комп}} \cdot V_{\text{комп}}}{R \cdot T_{\text{комп}}}, \quad (19)$$

где $V_{\text{комп}}$ – производительность компрессора, м³/с; R – удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Объем газа после дросселирования составит:

$$V_{\text{д}} = \frac{G_{\text{комп}} \cdot R \cdot T_{\text{д}}}{P_{\text{с}}}. \quad (20)$$

Удельный расход энергии на сжатие газа в компрессоре составит:

$$E_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{комп}}}{V_{\text{д}}}, \quad (21)$$

где $N_{\text{комп}}$ – мощность на валу компрессора, кВт.

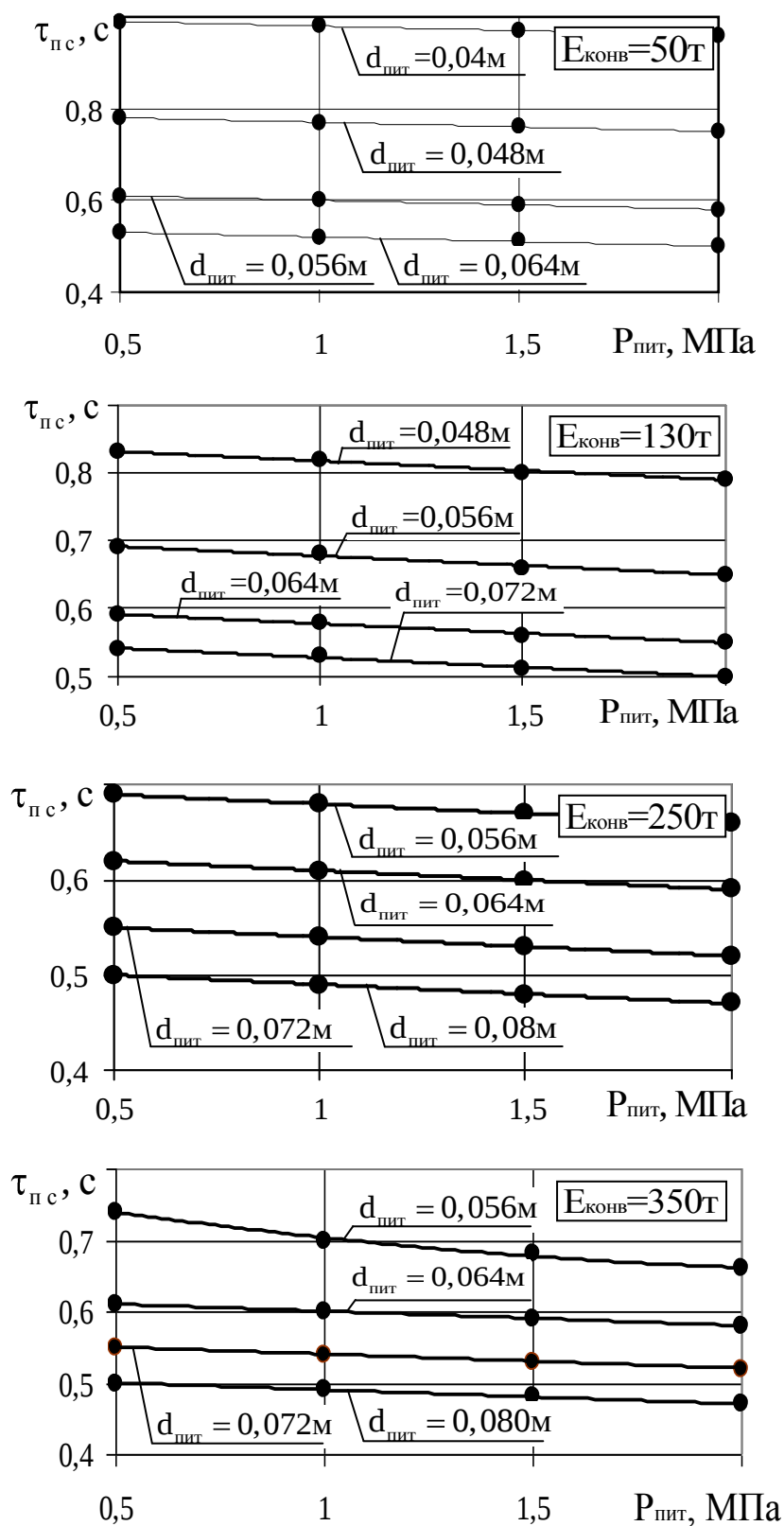


Рис. 2. Зависимость времени срабатывания пневмосистемы $\tau_{пс}$ от давления $P_{пит}$ и диаметра $d_{пит}$ питающей линии

Результаты расчета удельного расхода энергии на сжатие газа в компрессоре $E_{уд}$ представлены на рис. 3, где d_0 – диаметр выходного сечения сопла устройства для отсечки шлака, а D – диаметры стале-выпускного отверстия конвертеров, принятые в соответствии с конструктивными характеристиками конвертеров емкостью $E_k = 50 \div 350$ т.

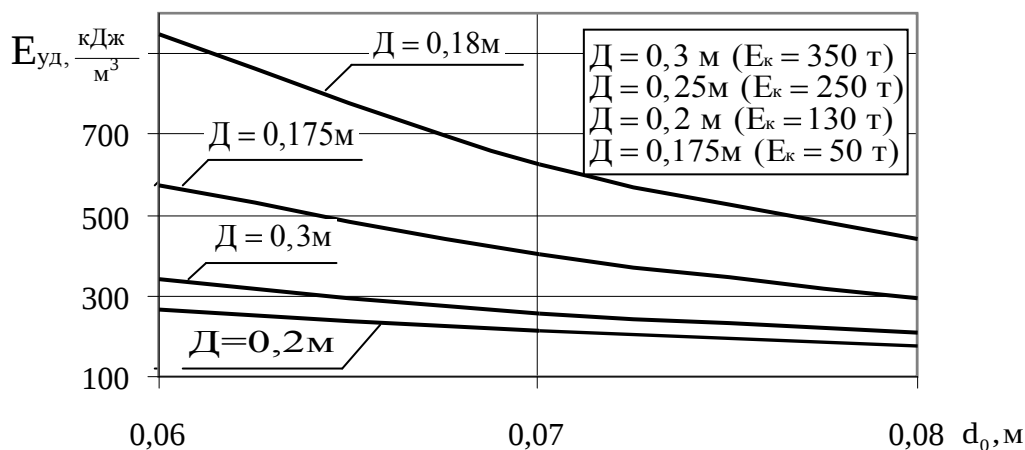


Рис. 3. Удельные расходы энергии на сжатие нейтрального газа $E_{уд}$ в поршневом компрессоре в зависимости от диаметра выходного сечения сопла d_0 и диаметра стале-выпускного отверстия конвертера D

Графики, представленные на рис. 3, позволяют оценить энергозатраты, связанные со сжатием нейтрального газа при различных выходных сечениях сопла в устройстве газодинамической отсечки шлака для конвертеров различной емкости.

Коэффициенты потерь давления ξ нейтрального газа в тракте системы газодинамической отсечки шлака составили:

- на выходе из ресивера – $\xi_{рес} \approx 1,0$;
- в газовом редукторе – $\xi_{ред} = 0,93 \div 0,98$;
- в трубопроводе (трубопровод выполнен из гладкой армированной резины) – $\xi_{тр} \approx 1,0$;
- в сопле – $\xi_c = 0,98 \div 0,99$.

В соответствии с потерями давления газа для обеспечения требуемых энергетических характеристик газовой струи необходимо увеличение диаметра выходного сечения сопла и давления газа перед соплом на $2 \div 9\%$, по сравнению с расчетными данными.

Определение времени запираания $\tau_{зап}$ расплава шлака газовой струей в летке конвертера выполнено расчетным путем в соответствии с разработанной математической моделью [6], в которой для опи-

сания движения газа использовались дифференциальные уравнения Эйлера для сжимаемого потока:

$$u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial \rho}{\partial y} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (22)$$

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} = 0, \quad (23)$$

$$u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} = 0, \quad (24)$$

$$u \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial P}{\partial y} + \kappa \cdot P \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \kappa \cdot P \cdot \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (25)$$

где u , v – составляющие скорости вдоль оси абсцисс и ординат, соответственно; P – абсолютное статическое давление в потоке газа; ρ – плотность газа; κ – показатель адиабаты.

При этом граничные условия составляющих скоростей на поверхности расплава и боковой стенки летки: $u = 0$, $v = 0$. На входе газового потока в летку задавались значения составляющих скоростей u и v вдоль координатных осей, а также значение статического давления. На границах выхода потока газа из летки задавалось значение статического давления в потоке, равное атмосферному, так как поток считался полностью расширенным.

Решение приведенной выше системы дифференциальных уравнений осуществлялось одним из методов конечных элементов – методом Галеркина [7].

Для определения времени запырания шлака уравнения (22) – (25) записывались для нестационарного режима истечения. Граничные условия для газового потока (см. рис. 4) следующие: на срезе сопла (граница 1) задавались значения составляющих скорости u и v вдоль координатных осей, а также значение статического давления P ; в плоскости среза сопла (границы 2 и 3) значения составляющих скорости u и v задавались равными нулю на границах 4, 5, 6, 7 и 8; тензор напряжений движения потока задавался равным нулю, что фактически означает отсутствие границы [8]:

$$-P \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} + 2 \cdot \mu \cdot \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} & \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & \frac{\partial v}{\partial y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (26)$$

Движение шлака в летке конвертера описывалось уравнениями Навье-Стокса для несжимаемой жидкости [9]. На уровне верхнего среза летки (граница 9) задавалась скорость движения шлака. В каче-

стве начальных условий задавались значения скоростей истечения газа из сопла и шлака из летки конвертера.

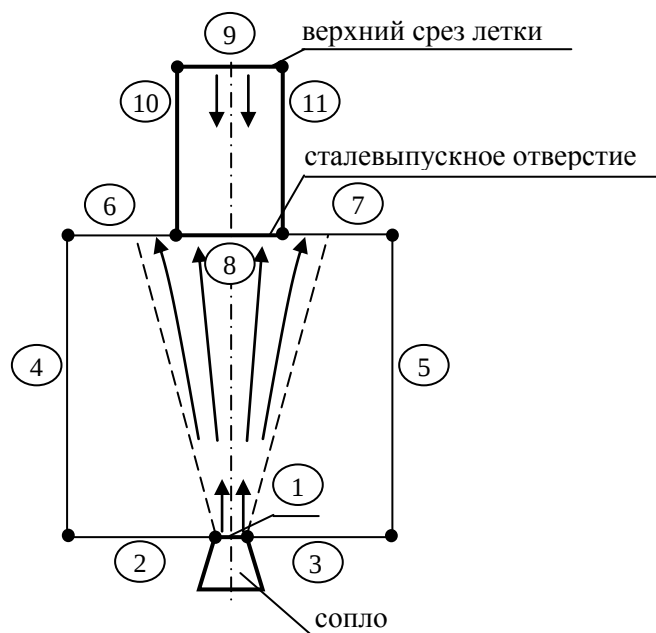


Рис. 4. К расчету взаимодействия газовой струи с потоком шлака

Результаты расчета для случая фронтального натекания газовой струи на летку диаметром $D = 0,3$ м ($E_k = 350$ т) представлены на рис. 5 для периферийного потока шлака у стенок летки и центрального потока по оси летки.

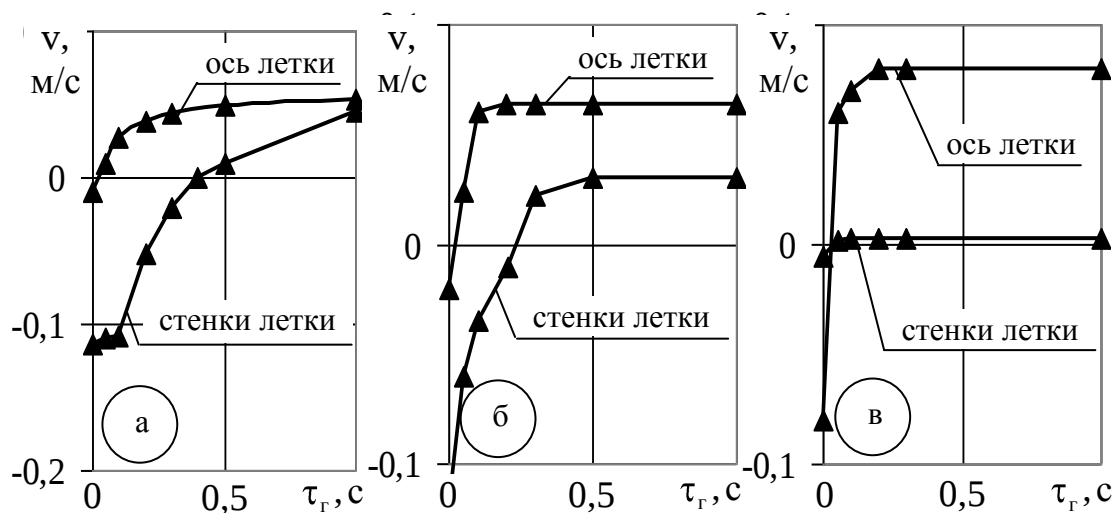


Рис. 5. Время запирающей газовой струей шлака в летке $\tau_{\text{зап}}$, при соответствующей скорости движения шлака V :

а - при диаметре выходного сечения сопла $d_0 = 0,08$ м;

б - $d_0 = 0,07$ м; в - $d_0 = 0,06$ м

Полному запиранию (отсечке) шлака соответствует положительная скорость шлака обоих потоков. В соответствии с этим время запирания шлака в зависимости от диаметра выходного сечения сопла составило в пределах 0,05 – 0,45 с.

Выводы

Рассмотрены эксплуатационные характеристики системы газодинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров: время срабатывания пневмосистемы, время запирания шлака в летке конвертера и удельные энергозатраты на сжатие нейтрального газа, запирающего шлак.

Установлено, что время срабатывания пневмосистемы для конвертеров емкостью 50 ÷ 350 т не превышает 1 с. Время запирания шлака в летке конвертера емкостью 350 т в зависимости от выходного диаметра сечения сопла устройства для отсечки составляет 0,05 ÷ 0,45 с. Удельные энергозатраты на сжатие нейтрального газа, запирающего шлак, составили для системы отсечки шлака 350-тонного конвертера в пределах 450 ÷ 950 кДж/м³ в зависимости от диаметра выходного сечения сопла.

В совокупности полученные данные указывают на то, что разработанный вариант системы газодинамической отсечки шлака по своим эксплуатационным характеристикам не уступает действующим аналогам систем газодинамической отсечки шлака за рубежом.

Список литературы

1. Гичёв Ю. А., Перцевой В. А. Классификация и сравнение способов отсечки шлака при выпуске стали из конвертеров / Бюллетень научно-технической и экономической информации «Черная металлургия». – 2009. – № 5. – С. 32 – 35.
2. Пат. 37728 Україна, МПК (2006) С 21 С 5/46, F 27 D 3/15. Спосіб газодинамічного відсічення шлаку від рідкого металу / Гічов Ю. О., Бичков С. В., Малик О. О., Жаворонков Ю. І., Перцевий В. О. ; власник Національна металургійна академія України. – № u 2008 07563 ; заяв. 02.06.2008 ; опубл. 10.12.2008, Бюл. № 23.
3. Пат. 36514 Україна, МПК (2006) С 21 С 5/46. Пристрій газодинамічного відсічення шлаку від рідкого металу / Гічов Ю. О., Бичков С. В., Малик О. О., Жаворонков Ю. І., Перцевий В. О. ; власник Національна металургійна академія України. – № u 2008 07495 ; заявл. 02.06.2008 ; опубл. 27.10.2008, Бюл. № 20.
4. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Расчет пневмоприводов. – М. : Машиностроение, 1975. – 272 с.
5. Глизманенко Д. Л. Получение кислорода / Д. Л. Глизманен-

ко. – М. : Химия, 1972. – 752с.

6. Гичёв Ю. А., Перцевой В. А. Инженерная методика расчета и математическое моделирование характеристик газовой струи в системе газодинамической отсечки шлака / Новини науки Придніпров'я. – 2008. – № 1 – 2. – С. 91 – 94.

7. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / М. : Мир, 1975. – 543 с.

8. Donea J. Finite element methods for flow problems / Chichester : John Wiley & Sons, 2003. – 350 p.

9. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика : в 2-х т. – М. : Машиностроение, 1991. – Т.1. – 532 с.

Рукопись поступила 24.04.2012 г.

УДК 621.771.22.016

Губинский В.И. — д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Бровкин В.Л. — к.т.н., доц., НМетАУ

Дорошенко Т.В. — асп., НМетАУ

Лазич Л. — доктор наук, проф., Загребский университет, г. Сисак, Хорватия

СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

В статье выполнен анализ существующих конструкций охлаждающих устройств, камерного типа для охлаждения сортового проката с точки зрения экономичности и эффективности их работы. Анализ показал, что основным, не до конца изученным вопросом, является влияние геометрии охлаждающих устройств (диаметр, длина) на их охлаждающую способность. Представлена зависимость температуры охлажденного проката и плотности теплового потока от диаметра камеры охлаждения при различной ее длине.

Ключевые слова: прокат; охлаждение; конструкция.

Введение

Необходимость в снижении себестоимости и повышения качества металлопродукции стало основой для создания устройств ускоренного охлаждения проката. Использование таких технологий приводит к улучшению механических характеристик металла, уменьшению окалинообразования, а также к снижению затрат энергоносителей при дальнейшей обработке металла в термических печах [1]. Первые промышленные устройства для ускоренного охлаждения горячекатаных изделий в потоке прокатки были разработаны и внедрены в начале 60-х годов прошлого века на заводе «Криворожсталь». Затем было осуществлено ускоренное охлаждение проката на проволочных станах Макеевского, Череповецкого, Челябинского и Лиепайского металлургических заводов [2].

Постановка задачи

Целью работы является анализ существующих конструкций охлаждающих устройств с точки зрения экономичности и эффективности их работы.

Конструкции устройств для охлаждения проката

По технологии ведения процесса, ускоренное охлаждение можно разделить на одностадийное и двухстадийное. Одностадийное охлаждение осуществляется в устройствах, в которых прокат охлаждается водой, например в проводящих трубах. Двухстадийная технология состоит из водяного и интенсивного воздушного охлаждений. Одним из первых, внедренных в промышленности способов двухстадийного охлаждения является способ "Стилмор". Такой способ особенно пригоден для производства проволоки из высокоуглеродистых сталей [3].

На высокоскоростных прокатных станах эффективным является ускоренное охлаждение металла в сплошном потоке воды в закрытой камере. В зависимости от взаимного направления движения проката и воды различают камеры: прямоточные, противоточные и смешанные прямо-противоточные.

В прямоточных камерах движение воды направлено в сторону моталок или холодильника. Преимуществом прямоточных камер, особенно при охлаждении длинномерного проката перед холодильником, является наличие гидротранспортирования проката. Противоточный способ охлаждения является более эффективным, с точки зрения теплообмена. Также применяется смешанный прямо-противоточный режим в одном устройстве, где встречные потоки воды взаимопоглощаются. Общий расход воды при этом увеличивается, причем, половину его потребляет менее эффективный прямоточный участок из-за необходимости соблюдать равенство кинетических энергий встречных потоков [3].

В работе [4] представлены устройства ускоренного охлаждения (рис. 1 - 2), которые использованы на мелкосортно-среднесортном стане 350 сортопрокатного цеха № 2 Оскольского электрометаллургического комбината для термомеханического упрочнения проката в технологическом потоке. Участок ускоренного охлаждения состоит из устройства пред- и последеформационного охлаждения. Устройство преддеформационного охлаждения расположено перед чистовой группой клетей и состоит из трех прямоточно-противоточных секций (рис. 1), предназначено для управления температурным режимом деформации. Устройство последеформационного охлаждения находится за чистовой группой клетей, состоит из четырех прямоточных секций и служит для быстрого снижения температуры раската (рис. 2).

В представленных установках на рис. 1 - 2 не совсем понятна роль возвратного патрубка воды (поз. 4). По нашему мнению возвратный патрубок усложняет конструкцию и управление устройством.

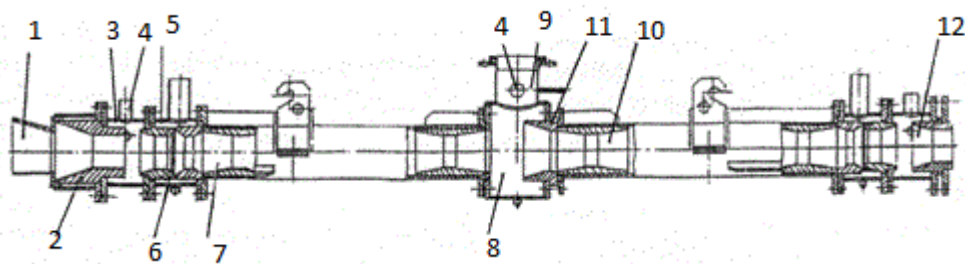


Рис. 1. Схема прямоточно-противоточной секции:

1, 2 – входные воронки; 3 – передняя форкамера; 4 – возвратный патрубок; 5 – сопловая камера; 6 – наклонные сопла; 7 – прямоточная камера охлаждения; 8 – камера сбора отработанной воды; 9 – патрубок для сбора отработанной воды; 10 – противоточная камера охлаждения; 11, 12 – вводная и выводная проводки

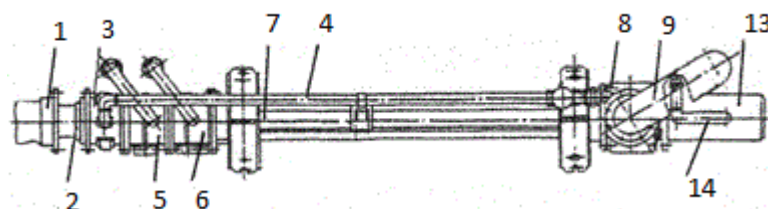


Рис. 2. Схема прямоточной секции охлаждения:

5, 6 – последовательно установленные сопловые камеры; 13 – камера отсечки отработанной воды; 14 – патрубок; остальные позиции, как на рис. 1

Охлаждающие установки могут быть как односекционными, так и многосекционными. Одним из преимуществ многосекционных установок является более гибкое управление процессом охлаждения [3].

Авторы работы [5] предлагают заменить односекционные установки многосекционными при термическом упрочнении проката для решения задачи повышения стойкости к коррозионному растрескиванию. Переход к многосекционным установкам, по мнению авторов [5], позволил устранить проблему водородного охрупчивания и реализовать автоматизированное управление процессом упрочнения арматурного проката.

В целях минимизации расхода воды и оптимизации технологии термоупрочнения исследователи [6] предлагают устройство охлаждения разделять на две зоны – интенсивного охлаждения с высоким расходом воды и пониженной интенсивности с меньшим расходом воды. Такой подход позволяет реализовать благоприятные условия охлаждения проката на каждом этапе процесса прерванной закалки.

В работе [7] рассмотрены особенности конструкции средств термомеханического упрочнения проката действующей линии охлаждения (рис. 3). Достоинствами такого охлаждающего устройства являются: относительно небольшая длина охлаждающей камеры, наличие насадки типа «сито» для удаления воды с поверхности металла, подача воды в камеру охлаждения через отдельные цилиндрические отверстия достаточно большого диаметра (6 мм), уменьшающие риск засорения сопла.

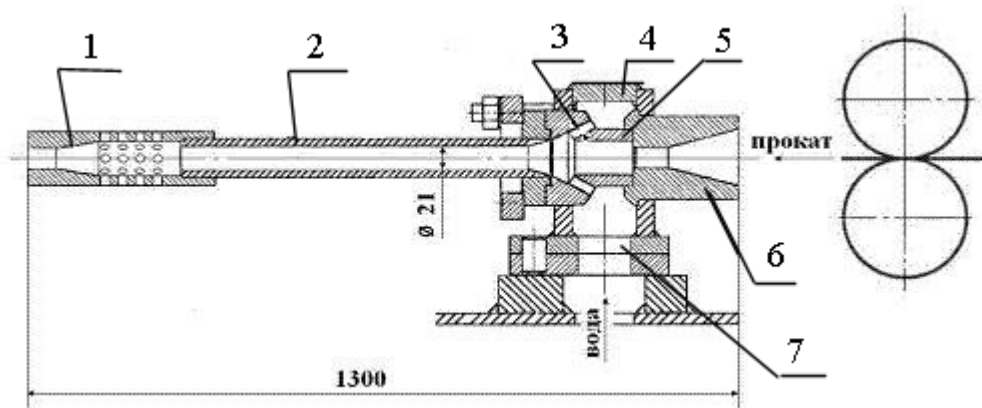


Рис. 3. Общий вид устройства для поверхностной обработки проката линии термомеханического упрочнения:

- 1 – насадка типа «сито»; 2 – камера охлаждения; 3 – цилиндрические отверстия (сопла) форсунки; 4 – корпус форсунки; 5 – вставка форсунки; 6 – входная воронка; 7 – подача воды в корпус форсунки

Основными недостатками такого охлаждающего устройства являются: струйная подача воды через отдельные отверстия, которая может создать условия для местной подкалки поверхности металла, а также отсутствие условий для разрыва «паровой рубашки». Указанные недостатки могут являться причиной образования неравномерности структуры по сечению проката.

Для интенсификации теплообмена между горячим прокатом и охладителем авторы [7] предлагают конструкцию охлаждающего устройства с, так называемым, вариатором давления охлаждающей воды, способствующего разрыву «паровой рубашки» на поверхности охлаждаемого металла.

В работе [8] рассматриваются вопросы охлаждения проката за счет применения контролируемой прокатки, суть которой сводится к измельчению зерна стали, в частности, за счет снижения температуры деформации в установках ускоренного межклетьевого охлаждения в сочетании с ускоренным охлаждением готового проката. Схема охла-

ждающего устройства проката приведена на рис. 4. Участок устройства, в котором непосредственно происходит активное охлаждение проката, соответствует рабочей камере и части стакана (поз. 9).

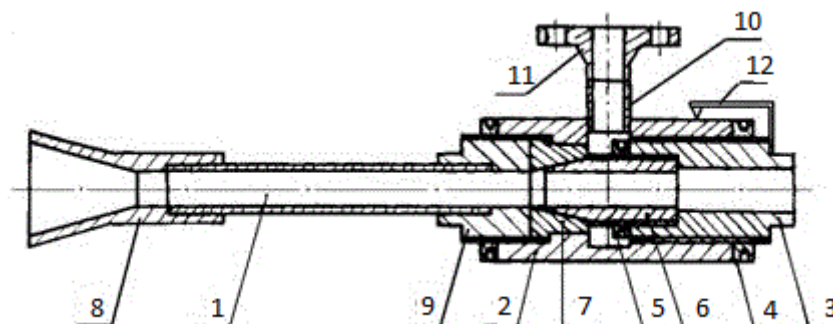


Рис. 4. Схема охлаждающего устройства проката:
1 - рабочая камера (труба); 2 - корпус; 3 – обойма (хвостовик);
4, 5 - контргайки; 6 - втулка; 7 - сопло; 8 – воронка; 9 –
стакан; 10 – штуцер; 11 - фланец; 12 - стрелка-указатель

Основными достоинствами данного устройства ускоренного межклетьевого охлаждения являются: простота и надежность конструкции, а также возможность плавного и контролируемого управления толщиной кольцевого зазора, что позволяет использовать устройство в противоточных схемах охлаждения с минимальными потерями воды.

Совершенствование конструкций устройств охлаждения камерного типа привело к созданию камер охлаждения со специальным профилем внутреннего канала (рис. 5).

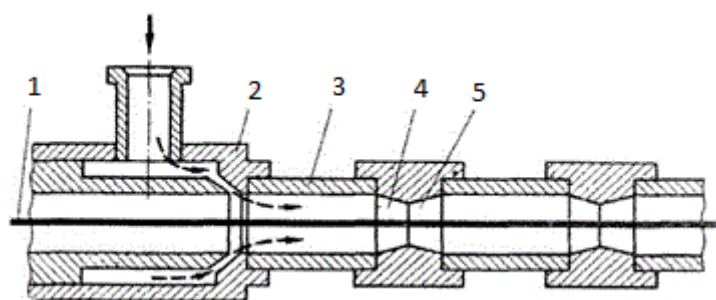


Рис. 5. Схема устройства для ускоренного охлаждения проката с местными сужениями в охлаждающей камере:
1 – прокат; 2 – форсунка; 3 – цилиндрический участок
камеры; 4 – конфузор; 5 – диффузор

Местные сужения камеры охлаждения способствуют локальному увеличению скорости воды в районе пережатия и увеличению статического давления на цилиндрическом участке камеры, повышающего

температуру кипения воды. Вследствие этого затрудняется образование «паровой рубашки» на поверхности металла и интенсифицируется теплоотдача от горячего проката к воде [9].

В работе [10] предлагаются конструкции отдельных элементов для линии ускоренного охлаждения. В частности, обосновывается конструкция форсунки с регулируемым углом подачи воды с целью создания большего тянущего усилия при входе проката в камеру охлаждения.

Кроме того, авторы работы [10] рассматривают конструкцию устройства центрирования проката. Сущность их предложения заключается в создании вокруг местного сужения камеры охлаждения системы обводных каналов, по которым часть потока охладителя перетекает из полости перед конфузоре местного сужения и впрыскивается в его диффузор по ходу движения проката.

По нашему мнению, использование узла с регулируемым углом подачи воды и узла центрирования проката путем создания системы обводных каналов значительно усложняет общую конструкцию охлаждающих устройств и требует дополнительного обоснования.

Проведенный анализ показал, что существуют разнообразные конструкции устройств ускоренного охлаждения проката. Основным, не до конца изученным, вопросом является влияние геометрии охлаждающих устройств (диаметр, длина) на их охлаждающую способность при объективно существующих ограничениях на температуру воды на выходе из устройства и давление воды перед устройством.

Температурный и тепловой режим охлаждения проката

Ранее нами было показано [11], что при анализе работы охлаждающего устройства надо различать верхнюю и нижнюю границы охлаждающей способности устройств в зависимости от существующих технологических ограничений по температуре и давлению воды. Под охлаждающей способностью понимаем разность между начальной температурой металла и среднемассовой температурой проката после охлаждения в камере.

В данной работе считаем, что ограничения по температуре и давлению воды отсутствуют, а охлаждение происходит при постоянном расходе воды в камерах различного диаметра и длины.

На рисунке 6 представлены некоторые результаты расчетов ускоренного охлаждения проката с использованием математической модели. Основные элементы математической модели приведены в [11]. Исходные данные следующие: температура проката перед камерой

охлаждения 1000 °С, скорость проката 2 м/с, расход воды 40 м³/час, прокат из малоуглеродистых сталей диаметром 20 мм.

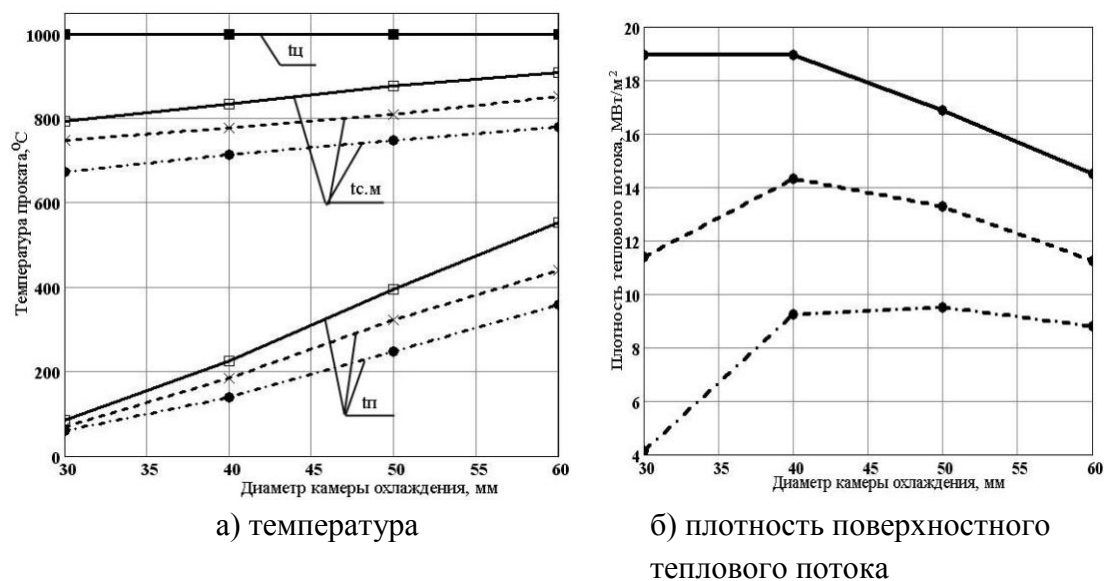


Рис. 6. Зависимость температуры и плотности теплового потока охлажденного проката от диаметра камеры охлаждения при различной ее длине:

— длина камеры 0,25 м; --- длина камеры 0,5 м; - · - · - 1 м;

Температуры: t_c – центр; $t_{c.m}$ – среднемассовая; t_p – поверхность

Как видно из рисунка 6а, с увеличением диаметра камеры охлаждающая способность устройства резко снижается по линейному закону, что связано с существенным влиянием диаметра камеры на коэффициент теплоотдачи. Увеличение длины камеры охлаждения приводит к заметному увеличению охлаждающей способности устройства и практически не зависит от диаметра камеры. Можно обратить внимание на максимум поверхностного теплового потока на выходе из камеры, достигаемый при диаметрах камер 35 – 45 мм (рис. 6б). Т.е. при этих диаметрах камер коэффициент теплоотдачи значительно выше.

Выводы

1. Выполнен анализ современных конструкций устройств для камерного охлаждения сортового проката, рассмотрены их основные преимущества и недостатки. Определено, что основным, не до конца изученным, вопросом является влияние геометрии охлаждающих устройств (диаметр, длина) на их охлаждающую способность.

2. Определено, что увеличение диаметра камеры приводит к уменьшению ее охлаждающей способности по линейному закону.

3. Установлено, что увеличение длины камеры охлаждения приводит к заметному увеличению охлаждающей способности устройства и практически не зависит от диаметра камеры.

Список литературы

1. Коваленко В. В. Исследование структуры и свойств горячекатаного металла после термомеханической обработки / Коваленко В. В., Бровкин В. Л. Радченко Ю. Н. // Теория и практика металлургии. – 2007. – № 1. – С. 39 – 42.

2. Губинский В. И. Уменьшение окалинообразования при производстве проката / Губинский В. И., Минаев А. Н., Гончаров Ю. В. – К. : Техніка, 1981. – 135 с.

3. Бровкин В. Л. Анализ существующих технологий ускоренного охлаждения сортового проката и его влияние на структуру и механические свойства металла / Бровкин В. Л., Анурова Т. В., Радченко Ю. Н. и др. // Металлургическая теплотехника : сб. науч. трудов НМетАУ. – Вып. 2 (17). – Днепропетровск : Новая идеология, 2010. – С. 14 – 22.

4. Евсеев С. Л. Совершенствование технологии ускоренного охлаждения проката / С. Л. Евсеев, П. В. Гулов, А. С. Попов, А. А. Паршин // Сталь. – 2009. – № 12. – С. 39 – 41.

5. Эффективность применения многосекционных установок термического упрочнения арматурного проката / И. Г. Узлов, О. Г. Сидоренко, И. П. Федорова, А. П. Сухой [и др.] // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – № 3. – С. 79 – 81.

6. Липунов Ю. И. Разработка и ввод в эксплуатацию участка термоупрочнения арматуры в потоке литейно-прокатного комплекса стана 280 / Липунов Ю. И., Эйсмонт К. Ю., Мягков К. А. и др. // Сталь. – 2010. – № 3. – С. 86 – 89.

7. Жучков С. М. Совершенствование конструкции охлаждающих устройств линии охлаждения стержневого арматурного проката БМЗ / Жучков С. М., Маточкин В. А., Колосов Б. Н. и др. // Сб. науч. тр. специалистов Белорусского металлургического завода, т. 2. Прокатное производство. – Минск, 2009. – С. 105.

8. Бровкин В. Л. Исследование тепловых процессов контролируемой прокатки на стане 250 / Бровкин В. Л. // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2007. – № 3. – С. 110 – 114.

9. Минаев А. А. Совмещенные металлургические процессы / Минаев А. А. – Донецк : Технопарк ДонГТУ УНИТЕХ, 2008. – 552 с.

10. Тахаутдинов Р. С. Новые устройства безотходного охлаждения катанки / Тахаутдинов Р. С., Шрадер Э., Бердичевский Ю. Е. и др. // Сталь. – 2006. – № 5. – С. 88 - 90.

11. Бровкин В. Л. Проектирование камеры охлаждения проката круглого сечения / Бровкин В. Л., Дорошенко Т. В., Радченко Ю. Н. и др. // Металлургическая теплотехника : сб. науч. трудов НМетАУ. – Вып. 3 (18). – Днепропетровск : Новая идеология, 2011. – С. 18 – 31.

Рукопись поступила 22.05.2012 г.

УДК 662.61:537.533

Емельяненко В.И. — к.т.н., ст. научн. сотр. ИГТМ им. Полякова НАН Украины
Малик П.В. — ассистент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Ливитан Н.В. — к.т.н., доц., НМетАУ

Егоров А.П. — к.т.н., доц., НМетАУ

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТЕРМОХИМПОДГОТОВКИ НИЗКОРЕАКЦИОННЫХ УГЛЕЙ

Проведен анализ расхода теплоты, выделившейся на первой стадии горения аэросмеси в реакторе термохимической подготовки топлива. Выполнен расчет параметров термохимподготовки на последующей стадии горения аэросмеси.

Ключевые слова: низкореакционный уголь; плазмотрон; много-стадийное воспламенение.

Введение

В работе [1] показано влияние концентрации угольной пыли в аэросмеси и мощности плазмотрона на течение процесса плазменного воспламенения угольной пыли в реакторе термохимической подготовки топлива (ТХПТ). В ней также показано, что с увеличением расхода аэросмеси и концентрации угольной пыли в аэросмеси, при прочих равных условиях, температура нагрева аэросмеси, поступившей в зону смешения с плазменным факелом, снижается. Соответственно понижается начальная температура химического реагирования топлива. В отличие от этой тенденции, на первой стадии горения количество теплоты в пересчете на расход смеси, образовавшейся в зоне смешения аэросмеси и плазменного факела, увеличивается, как и общее количество теплоты в пересчете на 1 кг смеси. Выделившаяся на первой стадии горения теплота в той или иной мере расходуется на нагрев первоначального количества смеси, нагрев стенок муфеля и компенсацию тепловых потерь через стенки муфеля, а также на нагрев вновь поступающей «холодной» аэросмеси.

Постановка задачи

Однозначно установить расход теплоты по каждому направлению довольно сложно, поэтому в работе рассмотрен вариант расчета, согласно которому теплота расходуется только на нагрев первоначального количества аэросмеси.

Зная концентрацию угля в аэросмеси μ (кг/кг), расход смеси G (кг/с), тепловую мощность плазмотрона и расход плазмообразующего воздуха $G_{пл}$ (кг/с), находим по методике, изложенной в [1], концентрацию угля в смеси до реакции горения μ' (кг/кг), температуру смеси на первой стадии горения T_1 (К), тепловой эффект в пересчете на 1 кг смеси Q_1 (кДж/кг) и тепловой эффект в пересчете на расход смеси Q_{1c} (кДж/с).

Количество теплоты, выделяющейся в результате горения смеси на первой стадии, может быть определено по формуле [2]:

$$Q_1 = \Delta I = I_C - I_{пс1}, \text{ кДж/кг},$$

где I_C – энтальпия исходных составляющих аэросмеси (уголь и воздух) при температуре T_1 ; $I_{пс1}$ – энтальпия продуктов сгорания смеси при температуре T_1 .

Приращение температуры после первой стадии горения определим по формуле:

$$\Delta T = \frac{Q_1}{C_{p1} \cdot m},$$

где C_{p1} – удельная теплоемкость продуктов сгорания смеси при температуре T_1 ; m – масса смеси ($m = 1$ кг).

Температура на второй стадии горения определяется как сумма температуры на первой стадии и приращения температуры:

$$T_2 = T_1 + \Delta T.$$

Для полученной температуры T_2 находим удельную теплоемкость продуктов сгорания смеси C_{p2} и определяем среднее значение удельной теплоемкости в интервале температур T_1 и T_2 :

$$C_{p_{cp}} = \frac{C_{p1} + C_{p2}}{2}.$$

Определяем уточненное значение ΔT и T_2 :

$$\Delta T = \frac{Q_1}{C_{p_{cp}} \cdot m};$$

$$T_2 = T_1 + \Delta T.$$

Энтальпия продуктов сгорания смеси, нагретых до температуры T_2 , повышается как за счет теплоты, полученной в результате горения смеси на первой стадии Q_1 , так и за счет теплоты Q_2 химических реакций, происходящих при более высокой температуре T_2 :

$$I_{пс2} = I_{пс1} + Q_1 + Q_2, \text{ кДж/кг}.$$

Отсюда может быть найдено значение теплового эффекта на второй стадии горения Q_2 :

$$Q_2 = I_{пс2} - I_{пс1} - Q_1, \text{ кДж/кг}.$$

Тогда суммарный тепловой эффект Q_{Σ} будет равен:

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2, \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой эффект в пересчете на расход смеси найдем по формуле:

$$Q_{2c} = Q_2 \cdot (G + G_{пл}), \text{ кДж/с.}$$

Суммарный тепловой эффект для всего расхода смеси, соответственно, будет равен:

$$Q_{\Sigma c} = Q_{1c} + Q_{2c}, \text{ кДж/с.}$$

Исходные данные и результаты расчетов

Расчет [3] выполнен для угля марки АШ следующего состава: зольность – 30 % (Al_2O_3 – 15 %, SiO_2 – 15 %), летучие – 3 %, углерод – 67 %.

Концентрация угля в аэросмеси μ была принята $\mu = 0,4:1; 0,5:1; 0,75:1; 1:1$. Тепловая мощность плазмотрона была принята – 115 кВт, расход плазмообразующего газа (воздуха) – 20 г/с.

Проведенные расчеты показывают, что тепловая энергия химических реакций, протекающих в результате предварительного нагрева смеси уголь + воздух плазмотроном, в рассматриваемом диапазоне концентраций и расходов в состоянии нагреть смесь до температуры $1700 \div 3000 \text{ К}$.

Зависимости теплового эффекта горения смеси от ее расхода при концентрациях аэросмеси $0,4:1; 0,5:1; 0,75:1$ по форме кривых практически мало отличаются друг от друга (рис. 1). При этом тепловой эффект на второй стадии горения за пределами действия плазменного реактора ниже, чем на первой стадии, но остается положительным, что свидетельствует о протекании в смеси незатухающего, самоподдерживающегося процесса горения.

При увеличении расхода аэросмеси от 0,1 до 0,3 кг/с суммарный тепловой эффект возрастает. С увеличением концентрации аэросмеси от $0,4:1$ до $0,75:1$ наблюдается незначительное общее снижение абсолютных значений суммарного теплового эффекта. В отличие от этого график суммарного теплового эффекта Q_{Σ} при концентрации аэросмеси $1:1$ понижается на участке изменения расхода аэросмеси от 0,2 до 0,3 (кг/с) (кривая Q_{Σ} и Q_2 , рис. 2). Это означает, что при дальнейшем увеличении концентрации аэросмеси суммарный тепловой эффект может снизиться до отрицательных значений, и горение смеси может прекратиться. В таблицах 1 – 2 приведены состав и выход основных химических продуктов, полученных в результате термохимподготовки топлива при различных концентрациях и расходах аэросмеси.

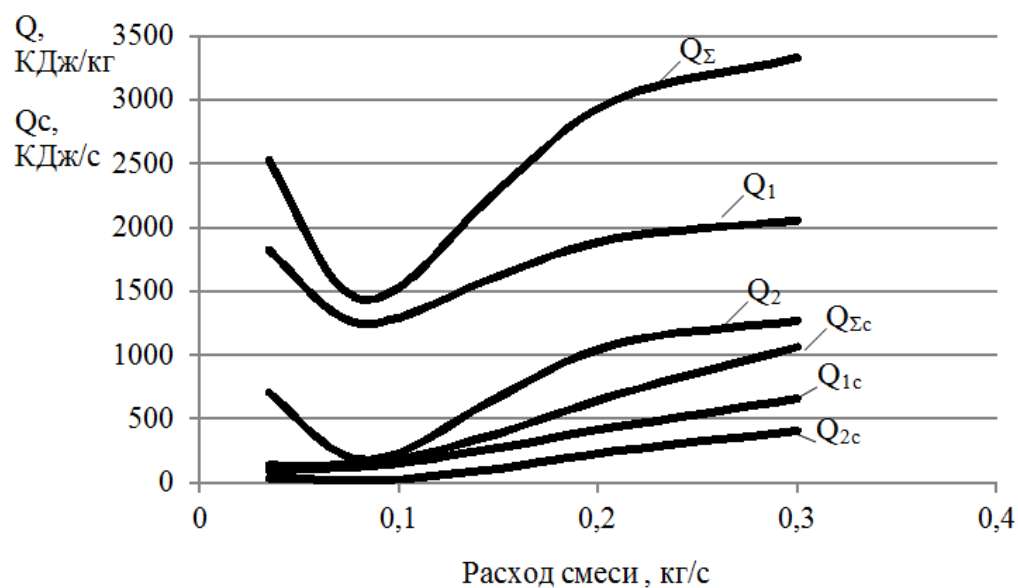


Рис. 1 Зависимость теплового эффекта горения смеси от ее расхода при концентрации аэросмеси 0,4:1

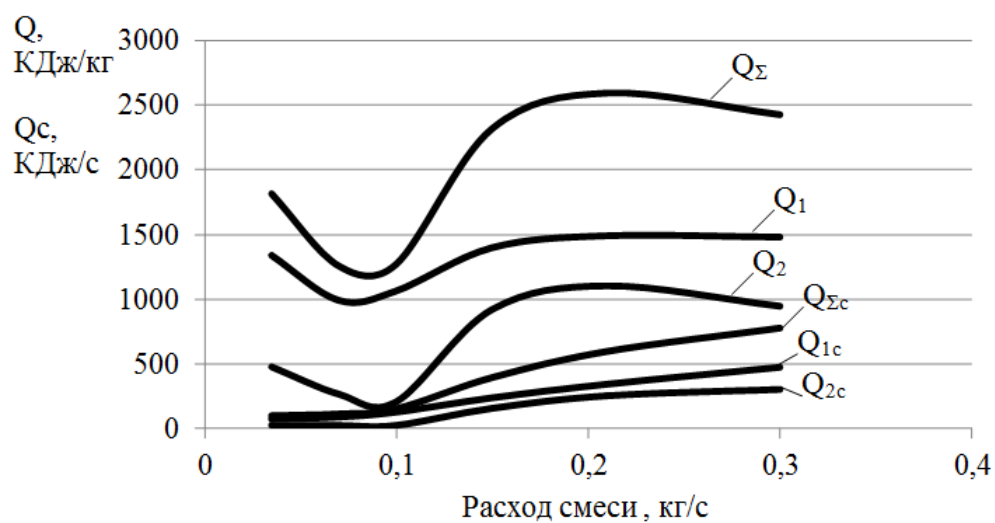


Рис. 2 Зависимость теплового эффекта горения смеси от ее расхода при концентрации аэросмеси 1:1

Таблиця 1

Состав продуктов горения (г/с) при концентрации 0,4:1 и 0,5:1

Аэро- смесь	0,4:1					0,5:1				
Расход аэросме- си, кг/с	0,035	0,07	0,1	0,21	0,3	0,035	0,07	0,1	0,21	0,3
Темпера- тура, К	1835 3112	1340 2263	1125 2039	843 2211	769 2220	1786 2991	1309 2142	1096 1939	831 2097	761 2088
H ₂	0,2 0,12	0,59 0,55	0,83 0,83	1,07 1,70	1,04 2,43	0,35 0,27	0,7 0,67	0,97 0,98	1,18 2,03	1,15 2,91
H ₂ O	0,86 0,66	-	0,14	5,47	11,22	-	-	0,24	6,04	12,97
N ₂	34,49 34,38	53,55 53,08	69,99 69,69	130,1 129,0	179,26 177,72	33,14 33,14	51,02 50,69	66,32 66,11	111,8 121,69	168,35 167,33
C(с)	-	1,09 0,25	3,35 2,02	23,88 7,87	38,51 12,71	-	3,91 3,02	7,59 5,91	29,43 16,1	49,77 24,52
CO	13,81 14,4	28,68 29,41	36,07 38,81	13,2 72,2	5,75 99,64	18,16 18,19	27,29 28,36	33,4 37,22	9,55 68,94	4,63 95,02
CO ₂	2,64 1,72	-	1,01	37,82	57,41	-	-	1,45	32,29	51,55
SiO ₂ (с)	0,61	1,23	1,76	3,7	5,28	-	1,44	2,05	3,94	6,16
Al ₂ SiO ₅ (с)	2,36 2,36	4,77 4,77	6,8 6,8	14,31 14,31	20,44 20,44	2,78 2,76	5,56 5,56	7,95 7,95	15,24 16,69	23,84 23,84

Таблиця 2

Состав продуктов горения (г/с) при концентрации 0,75:1 и 1:1

Аэро- смесь	0,75:1					1: 1				
Расход аэросме- си, кг/с	0,035	0,07	0,1	0,21	0,3	0,035	0,07	0,1	0,21	0,3
Темпера- тура, К	1691 2591	1248 1950	1046 1793	810 1885	747 1846	1624 2482	1206 1830	1015 1684	801 1727	738 1672
H ₂	0,45 0,36	0,89 0,89	1,20 1,28	1,36 2,67	1,33 3,82	0,52 0,46	1,04 1,04	1,36 1,49	1,50 3,14	4,48
H ₂ O	-	-	0,54	8,75	15,94	-	-	0,88	9,89	-
N ₂	30,58 29,72	45,91 45,74	59,03 58,92	107,1 3	146,47 146,07	28,68 28,04	42,09 41,98	53,57 53,50	95,66 95,50	129,92
C(с)	2,95 0,97	9,57 8,45	16,12 13,60	48,42 32,39	71,73 47,78	5,10 3,80	13,83 12,50	22,58 21,05	59,95 44,51	70,29
CO	16,50 17,11	24,46 26,15	27,56 33,97	6,59 62,24	3,01 85,48	15,42 16,04	22,28 24,46	22,95 28,88	5,02 57,13	70,06
CO ₂	-	0,11	2,60	29,33	39,96	-	0,17	3,50	24,33	-
SiO ₂ (с)	0,78	1,85	2,64	5,55	7,92	1,06	2,16	3,08 2,83	6,47	8,77
Al ₂ SiO ₅ (с)	3,58 3,51	7,15 7,15	10,22 10,22	21,46 21,46	30,65 30,65	4,17 4,17	8,34 8,34	11,92 11,92	25,03 25,03	35,76

С увеличением концентрации аэросмеси выход газообразных горючих компонентов ($H_2 + CO$) уменьшается, в то время как с увеличением расхода он возрастает.

Наибольший выход горючих компонентов ($H_2 + CO$) $\rightarrow 102$ г/с получен при расходе 0,3 кг/с и концентрации аэросмеси 0,4:1, далее ($H_2 + CO$) $\rightarrow 98$ г/с при концентрации 0,5:1, затем ($H_2 + CO$) $\rightarrow 88$ г/с при концентрации 0,75:1 и ($H_2 + CO$) $\rightarrow 70$ г/с при концентрации 1:1. В таблицах верхние цифры в ячейках относятся к первой стадии воспламенения, а нижние – ко второй. С увеличением расхода и концентрации аэросмеси количество несгоревшего углерода в конденсированном состоянии ($C(c)$) увеличивается. При расходе 0,3 кг/с и концентрации 0,4:1 несгоревший углерод составляет 9,4 % от массы углерода, поступившего с аэросмесью, при концентрации 0,5:1 – 16,4 %, при концентрации 0,75:1 – 24,4 %, при концентрации 1:1 – 31,4 %. Например, при расходе аэросмеси 0,3 кг/с и концентрации от 0,4:1 до 0,5:1 количество несгоревшего углерода составляет менее 1 %, поэтому в таблицах в соответствующих ячейках поставлены прочерки. Следует отметить, что несгоревший углерод нагрет до температуры (1670 – 2260) К, поэтому при наличии кислорода в горелке, на выходе из нее или в топке котла он сразу же воспламенится и сгорит. Такие составляющие аэросмеси как азот (N_2), окислы алюминия и кремния ($Al_2, SiO_3(c)$) в горении не участвуют, поэтому их содержание зависит от первоначальной концентрации. Окись кремния ($SiO_2(c)$) существует до температуры 1835 К, выше этой температуры в незначительных количествах появляется карбид кремния ($SiC(c)$) (в таблице не показан). Не показаны в таблице также O, OH, NO, SiO, HCN и другие соединения, содержание которых составляет менее 0,5 % от расхода аэросмеси.

Выводы

Таким образом, результаты проведенных расчетов показывают, что тепловая энергия химических реакций, протекающих в результате предварительного нагрева смеси (уголь + воздух) плазмотроном, в рассматриваемом диапазоне концентраций и расходов в состоянии нагреть смесь до температуры $1700 \div 3000$ К.

Тепловой эффект на второй стадии горения за пределами действия плазменного реактора несколько ниже, чем на первой стадии, но остается положительным, что свидетельствует о возможности протекания в смеси незатухающего, самоподдерживающегося процесса горения.

При увеличении концентрации аэросмеси сверх 1:1 и расходов 0,3 – 0,4 кг/с суммарный тепловой эффект может снизиться до отрицательных значений, и ее горение может прекратиться.

Список литературы

1. Емельяненко В. И., Малик П. В., Ливитан Н. В., Егоров А. П. Влияние концентрации угольной пыли в аэросмеси на удельные энергозатраты при ее плазменном воспламенении // Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов. – Выпуск 3 (18), 2011. – С. 35 – 41.
2. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика. – М. : Мир, 1977. – 518 с.
3. Котляров О. Л., Яценко В. П. Числове дослідження плазмохімічної обробки пилу низькорекційного вугілля перед спалюванням у топці котла // Проблеми загальної енергетики : науковий збірник. – 2007. – № 16. – С. 87 – 95.

Рукопись поступила 22.05.2012 г.

УДК 669.041/046

Ерёмин А.О. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧЕЙ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В работе рассмотрено современное состояние парка нагревательных печей. Поставлены задачи совершенствования тепловой работы и конструкции печей с точки зрения их экономической эффективности. Рассмотрено развитие численных методов решения теплотехнических задач. Приведена численная модель нагревательной печи, позволяющая разрабатывать современные технические решения по проектированию новых и реконструкции существующих топливных печей, выбирать режим работы и конструкцию системы отопления печи с высокотемпературным подогревом воздуха в регенераторах, обеспечивающие высокую эффективность и качество нагрева металла.

Ключевые слова: численные методы; моделирование; движение газов; модель турбулентности; моделирование теплообмена излучением; модель горения.

Введение

Современными реалиями производства является то, что практически во всех странах бывшего СССР работает огромное количество промышленных печей устаревшей конструкции. Так, количество одних только камерных печей на предприятиях Украины исчисляется десятками тысяч. В большинстве случаев эти агрегаты полностью морально и физически изношены, однако не могут быть выведены из производства в силу отсутствия возможности их равноценной замены, финансовых трудностей предприятий. Парк печей, построенных десятки лет назад, не отвечает современным требованиям производства. Печи оборудованы устаревшими топливосжигающими устройствами и утилизаторами теплоты (а в ряде случаев теплоутилизаторы отсутствуют вовсе), системы автоматического управления технологическим процессом примитивны и зачастую не выполняют своих функций. Практически во всех старых агрегатах применяются огнеупоры и теплоизоляционные материалы, не соответствующие современным тре-

бованиям. Эти печи эксплуатируются, перенося высокие энергозатраты на производство готовой продукции в её себестоимость. В случае выхода этих продуктов производства металлургии, машиностроения, химической промышленности на мировой рынок в условиях жёсткой конкурентной борьбы перспективы их успешной реализации представляются проблематичными.

Постановка задачи совершенствования конструкции топливных печей и цель работы

Отличительной особенностью сегодняшнего этапа развития печестроения является то, что проблема интенсификации теплообмена с целью повышения скорости нагрева и производительности утратила актуальность. Скоростной нагрев, сверхвысокая производительность сегодня не являются самоцелью, для практики намного важнее экономическая составляющая производства.

Такой подход к эксплуатации топливных нагревательных устройств металлургии и машиностроения определяет следующие основные задачи совершенствования их тепловой работы, направления развития современной теории печей:

1. Снижение удельного расхода топлива на нагрев металла. Современная реконструкция существующих печей преследует цель привести нормы энергопотребления к теоретически обоснованным показателям.

2. Улучшение качества нагрева металла и ресурсосбережение. Качество нагрева и термообработки определяет эксплуатационные характеристики оборудования, предназначенного для механической обработки нагретого металла. От равномерности прогрева заготовки зависит безаварийная эксплуатация прокатных станов, кузнечных прессов и других установок. На количество обрезки (т.е. брака) также влияет процесс механической обработки металла, получение в нём заданных свойств и структур. Вопрос равномерности нагрева металла связан с проблемой ресурсосбережения – повышения выхода конечного продукта в процессе производства. Таким образом, равномерность прогрева металла напрямую определяет его качество, стоимость, а, значит, и конкурентоспособность.

3. Повышение экологической безопасности топливных нагревательных печей. При сжигании топлива в высокотемпературных установках образуется большое количество газообразных вредных выбросов. Сажа и пыль, оксиды азота и серы, токсичные вещества, выбрасываемые в атмосферу, наносят непоправимый вред окружающей среде.

Вопросы энерго- и ресурсосбережения, качества нагрева металла в нагревательных печах и защиты окружающей среды неразрывно связаны между собой. Так, например, неравномерность нагрева металла в нагревательных колодцах приводит к «дополнительным потерям тепла, увеличению угара металла и длительности нагрева, а иногда и к браку» [1].

Целью современной теории печей является конструирование агрегатов, удовлетворяющих всем технологическим требованиям к производимой продукции, имеющих передовые технико-экономические показатели и соответствующие экологическим нормам по вредным выбросам, загрязняющим окружающую среду. Теория печей – это теория их конструирования и эксплуатации [2].

В настоящей работе поставлена задача создания численной математической модели, позволяющей моделировать сложные сопряженные теплотехнические задачи с высокой степенью точности. С помощью численной модели станет возможна разработка экономически эффективных технических решений при проектировании и реконструкции топливных нагревательных печей металлургии и машиностроения.

Развитие численного моделирования теплотехнических процессов

Печные процессы, сопровождающие нагрев металла и его термобработку, имеют весьма сложный механизм. Процессы движения печных газов, сгорания топлива, внешний и внутренний теплообмен при нагревании металла в топливных теплотехнических агрегатах обладают высокой степенью параметричности и тесно связаны между собой. Оптимальное течение таких процессов обуславливает эффективность использования теплоты топлива, качество конечной продукции и экологическую безопасность производства в целом.

С нашей точки зрения основным инструментом исследований теплотехнических и теплофизических процессов в металлургической теплотехнике является математическое компьютерное моделирование.

Развитие численных методов решения сложных задач совмещённых процессов горения топлива, движения газов и теплообмена привело к созданию мощных современных программных продуктов, позволяющих с высокой точностью моделировать теплотехнические процессы.

В настоящее время известен ряд научных центров, широко занимающихся математическим моделированием процессов сжигания топлива, движения газов и теплообмена в рабочем пространстве печи. К ним следует отнести такие научные центры, как Gas Technology Institute (GTI), Des Plaines – США, Gas Wärme Institut e.v (GWI),

Essen – Германия, Gas de France – Франция, Tokyo Gas – Япония, International Flame Research Foundation (IFRF), Ijmuiden – Голандия, другие передовые университеты США, Европы и Азии [3].

На территории стран бывшего СССР такими научными центрами являются: Институт Газа НАН Украины (г. Киев), ФГА-ОУ ВПО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н.Ельцина» (г. Екатеринбург), Национальный исследовательский технологический университет МИСиС (г. Москва), Днепропетровская Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ) и другие. Здесь разрабатываются современные теплотехнические решения, проводятся работы по их внедрению в производство.

Известны научные труды теплотехников и теплофизиков уральской школы, посвящённые моделированию и решению комплексных задач в области металлургии, в частности, доменного производства [4], работы московских учёных-теплотехников по моделированию топливных печей [5].

Активно развивается моделирование теплотехнических процессов научными школами Украины. Известны работы, посвящённые конструированию теплотехнических устройств на основе моделирования процессов сжигания топлива, теплообмена в рабочем пространстве печи и в теплообменных аппаратах, процессов движения топливо-воздушных смесей в теплотехнических агрегатах: в котлах, печах и реакторах [6-8].

Применение современных численных методов математического моделирования актуально при разработке современных конструкций промышленных печей и их узлов, внедрении новых технологий, когда экспериментальные исследования проводить дорого, а подчас и невозможно, а физическое моделирование в силу объективных причин не даёт исчерпывающего представления о протекании теплотехнического процесса.

Численное исследование на математических моделях незаменимо на стадии предпроектных разработок, разработке технических решений по комплексной реконструкции тепловых агрегатов и для объективной оценки степени эффективности применения того или иного мероприятия или же комплекса таких мероприятий. В данном случае проведение экспериментов невозможно из-за отсутствия объекта, находящегося на стадии проектирования, приближённое огневое моделирование является затратным и трудоёмким, а гидравлическое холодное моделирование исключает выполнение условия подобия объекта и модели, в первую очередь, за счёт изменения вязкости и плотности печных газов.

При изменении температуры печных газов в процессе сгорания и теплообмена с нагреваемым материалом происходит непрерывное изменение объёма продуктов сгорания и устанавливается нестационарное поле плотности, которое невозможно обеспечить при холодном моделировании. По рекомендации Иванцова Г.П. [9] этот недостаток можно частично устранить, введя допущение о вводе в горелочные каналы холодной модели сформировавшихся продуктов сгорания с характерными для них плотностью и вязкостью. Однако при разработке современного способа сжигания с распределённым (растянутым) тепловыделением за счёт регламентированного сжигания топлива крайне важен учёт изменяющихся условий перемешивания реагентов горения, изменение их плотности на границе раздела потоков на организацию сжигания топлива во всём объёме камеры рабочего пространства печи. Этот недостаток холодного моделирования делает невозможным его использование при разработке регламентированного объёмного сжигания топлива в нагревательных печах, оборудованных высокоэффективными регенераторами (или, иначе, объёмно-регенеративного способа сжигания топлива).

В пользу перспективности численного исследования на математических моделях в современных условиях является несопоставимость финансовых затрат на создание физического аналога теплотехнического агрегата и его математической модели.

Таким образом, можно констатировать, что сегодня интенсивное развитие вычислительной техники позволяет эффективно произвести расчёты сложных сопряженных процессов, осуществление которых даже 5 – 10 лет назад не представлялось возможным. Компьютерное моделирование теплотехнических процессов в печных агрегатах всё более вытесняет экспериментальные исследования, опираясь на них лишь при необходимости проверки адекватности расчётов натурным объектам.

Отличительной особенностью Днепропетровской школы печной теплотехники является прикладное применение результатов математического моделирования процессов, проходящих в нагревательных устройствах. На основе математических моделей разрабатываются технические и проектные решения, проверяется эффективность применения тех или иных мероприятий в проектируемых и модернизируемых объектах.

Математическое описание теплофизических процессов в печи

На кафедре теплотехники и экологии металлургических печей (ТЭМП) Национальной металлургической академии Украины разработан комплекс программ для численного моделирования совмещён-

ных процессов горения топлива, движения газов и теплообмена. Это позволяет качественно и количественно исследовать условия циркуляции печных газов и температурное поле в топливных печах металлургии и машиностроения [12]. Моделирование горения топлива, радиационно-конвективного теплообмена в печи, циркуляционного движения печных газов с определением кратности крупномасштабной внутренней рециркуляции позволяет проектировать печи, обеспечивающие низкий расход топлива и высокое качество нагрева металла за счет создания равномерного и стандартного температурного поля в рабочей камере печи.

Ниже представлена математическая модель регенеративной печи, которая была взята за основу для разработки современного объёмно-регенеративного способа сжигания топлива.

Понятие об объёмно-регенеративном способе сжигания топлива, принципы его организации приводятся в литературе [2, 10]. При объёмно-регенеративном способе сжигания топлива равномерно-распределённое тепловыделение во всём объёме печи достигается за счёт замедленного и регламентированного перемешивания топлива и воздуха. Конструкция горелочного устройства обеспечивает повышенные скорости истечения реагентов горения, при котором достигается их равномерное распределение по всему объёму рабочего пространства и, как следствие, объёмное горение. За счёт регламентированной скорости истечения реагентов из горелки, создания необходимой удельной энергии циркуляции печных газов организуется активная рециркуляция продуктов сгорания, что также способствует уменьшению неравномерности температурного поля газовой фазы и тепловых потоков на поверхность металла. В работе [11] с помощью математического моделирования исследовано влияние динамических характеристик струй топлива и воздуха, истекающих из горелки, её конструктивных особенностей на движение печных газов, на кратность рециркуляции и на температурное поле в рабочем пространстве нагревательного колодца.

С помощью предложенной модели выполнили расчёт параметров системы отопления, разработали проектные и технические решения, касающиеся взаимного размещения и количества топливосжигающих устройств и дымоотводящих каналов, нагреваемого металла в рабочей камере.

Теплофизические свойства (динамическая вязкость, теплопроводность, теплоемкость, коэффициент диффузии) принимались переменными и зависящими от температуры и состава смеси газов. Для удобства их расчета использовалась аппроксимация степенными полиномами свойств в зависимости от температуры [13 – 15].

Компьютерная программа, построенная на основании этой математической модели, позволяет разработать конструкцию горелки для сжигания топлива с высокотемпературным воздухом, определить оптимальное количество топливосжигающих устройств и их расположение в рабочем пространстве печи, разместить нагреваемый металл, дымовые окна и горелки таким образом, чтобы исключить возникновение застойных зон, являющихся причиной неравномерности нагрева металла. Численная модель топливной печи, работающей с высокотемпературным подогревом воздуха, представлена ниже.

1. Уравнения движения газов.

В модели для расчёта поля скоростей используются уравнения Навье – Стокса и неразрывности. Осредненные уравнения движения и неразрывности для несжимаемого газа имеют вид:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho U U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho U V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho U W)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_f \operatorname{grad} U) - \frac{\partial P}{\partial x}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho V U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V W)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_f \operatorname{grad} V) - \frac{\partial P}{\partial y}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho W)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho W U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho W V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W W)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_f \operatorname{grad} W) - \frac{\partial P}{\partial z} + g(\rho - \rho_0); \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = 0, \quad (4)$$

где U, V, W – осредненные составляющие скорости газа по осям x, y, z , соответственно; P – осредненное давление; $\mu_f = \mu + \mu_t$ – эффективная вязкость, равная сумме молекулярной вязкости газа μ и турбулентной вязкости μ_t .

Граничные условия для уравнений движения:

- на входе $\vec{U} = \vec{U}_{\text{вх}}$;
- на выходе $\operatorname{grad} \vec{U} = 0$;
- на твердой поверхности $\vec{U} = 0$,

где $\vec{U}$ – вектор скорости; $\vec{U}_{\text{вх}}$ – вектор скорости потока на входе.

Начальные условия:

$$\vec{U}(0, x, y, z) = 0.$$

2. Уравнения модели турбулентности.

Так как движения газов в печах имеет ярко выраженный турбулентный характер, то возможно прямое численное моделирование, получившее название DNS (Direct Numerical Simulation). При этом подходе решаются уравнения (1) – (4) (без осреднения), не используя каких либо дополнительных моделей турбулентности, однако для получения решения необходимо использовать очень мелкие сетки с шагом в $\sim 1/10$ от масштаба турбулентности. В связи с этим прямое моделирование не используется на сегодняшний день в инженерных задачах из-за чрезвычайной вычислительной емкости, но применяется для тестирования и калибровки моделей турбулентности совместно с решением осредненных уравнений Рейнольдса [16].

С точки зрения экономичности вычислений, с достаточной для инженерных расчётов точностью, можно использовать различные модели турбулентности совместно с осредненными уравнениями Рейнольдса, такие как: k - ε , k - ω , модель SST (модель переноса сдвиговых напряжений), EARSM явная алгебраическая модель рейнольдсовых напряжений (Explicit Algebraic Reynolds Stress Model) и другие [17 – 19]. При использовании моделей турбулентности выделяют пристеночные области движения вязкой среды, в которых в отличие от основного потока движущейся среды, вязкостные явления преобладают над турбулентными. Для учёта влияния вязкости на пограничных участках возле стенок вводят пристеночные функции, эмпирически учитывающие шероховатость и другие факторы. Также возможно введение демпфирующих функций, как это принято для случая расчёта движения потоков в областях низких значений Рейнольдса. [20] или в нелинейной модели Крафта, Лаундера, Шуги (CLS) [21].

Промежуточное положение между прямым численным моделированием (DNS) и моделями, использующими осреднённые уравнения Рейнольдса, занимает метод крупных вихрей (LES, large eddy simulation). Однако LES-модели требуют все ещё достаточно мелких сеток для получения решений высокой точности.

Наиболее часто используемыми моделями турбулентности для расчёта технических задач являются двухпараметрические модели.

Нами, в качестве модели турбулентности, позволяющей определить турбулентную динамическую вязкость μ_t , используется двухпараметрическая k - ε модель в модификации RNG [22]. В дополнение к этой модели для учета влияния стенок используются пристеночные функции, основанные на определённом законе распределения скоростей у стенки. К достоинству RNG k - ε модели следует отнести возможность расчёта свободных течений, к которым относится и движение печных газов с учётом обтекания нагреваемого металла, при

условии использования достаточно «грубых» (по сравнению с LES моделями) расчётных сеток и получение результатов с достаточной для инженерных расчётов точностью.

Известны модификации k - ε моделей турбулентности, учитывающие производство турбулентности за счёт Архимедовых сил. В таких моделях учёт подъёмных сил осуществляется путём введения дополнительного источников члена в уравнения модели турбулентности. В нашем случае процессы движения печных газов в высокотемпературных печах носят ярко выраженный вынужденный характер и Архимедовы силы в модели не учитываются.

Значение μ_t определяются по формуле, стандартной для всего семейства k – ε моделей, которая имеет вид [23]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (5)$$

где μ_t – турбулентная динамическая вязкость; C_μ – постоянная k – ε модели; k – кинетическая энергия турбулентности; ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности.

Уравнения, описывающие перенос k и ε , имеют вид:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho k U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho k V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho k W)}{\partial z} = \text{div}(\alpha_k \mu_f \text{grad } k) + \mu_t G - \rho \varepsilon; \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho \varepsilon U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \varepsilon V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \varepsilon W)}{\partial z} = \text{div}(\alpha_\varepsilon \mu_f \text{grad } \varepsilon) + \mu_t G C_1^* \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (7)$$

где α_ε , α_k , C_1^* , C_2 – постоянные модели турбулентности, которые являются настраиваемыми величинами, а их значения для широкого круга задач, приведены в таблице 1 [22]; G – производство турбулентной энергии, которое для трехмерного случая рассчитывается по формуле:

$$G = 2 \cdot \left[\left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial U}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} \right)^2. \quad (8)$$

Переменная η определяется как:

$$\eta = \sqrt{G} \frac{k}{\varepsilon}. \quad (9)$$

Таблица 1

Значение коэффициентов модели турбулентности

Модель	Константы						
	C_μ	α_k	α_ε	C_1^*	C_2	η_0	β
RNG $k - \varepsilon$	0,085	0,719	0,719	$1,42 - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$	1,68	4,377	0,012

Данная модель турбулентности дополняется следующими граничными условиями: на входе, выходе и на твердых поверхностях.

На входе потока задаются значения k_{ex} и ε_{ex} , исходя из интенсивности турбулентности J , среднего значения вектора скорости на входе $\vec{U}_{вх}$ и характерного размера L (гидравлического радиуса) канала по следующим зависимостям:

$$k_{ex} = \frac{3}{2} (\bar{U}_{ex} \cdot J)^2; \quad (10)$$

$$\varepsilon_{ex} = C_\mu^{0,75} \frac{k_{ex}^{1,5}}{0,07 \cdot L}. \quad (11)$$

На выходе:

$$grad k = 0; \quad grad \varepsilon = 0.$$

На твердых поверхностях используется универсальный логарифмический профиль скоростей следующего вида:

$$v^+ = \frac{v}{v_\tau} = \begin{cases} \frac{1}{0,41} \ln(9 y^+) & y^+ > 11,65 \\ y^+ & y^+ \leq 11,65 \end{cases}, \quad (12)$$

где v^+ – безразмерная скорость; $\delta^+ = \rho \cdot \delta \cdot v_\tau / \mu$ – безразмерное расстояние; v_τ – динамическая скорость; v – скорость газа на расстоянии δ от поверхности.

Значения k_w , ε_w возле поверхности и сдвиговое напряжение на стенке τ_w вычисляют по следующим зависимостям:

$$k_w = \frac{v_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}; \quad \varepsilon_w = \frac{v_\tau^3}{0,41 \delta}; \quad \tau_w = \rho v_\tau. \quad (13)$$

Начальные условия:

$$k(0, x, y, z) = 0; \quad \varepsilon(0, x, y, z) = 0.$$

3. Уравнение энергии газа.

Уравнение энергии для смеси печных газов, используемое в модели, имеет вид:

$$\frac{\partial(\rho C T)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho C T U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C T V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho C T W)}{\partial z} = \operatorname{div}(\lambda_f \operatorname{grad} T) + Q_R + Q_F, \quad (14)$$

где C – теплоемкость смеси печных газов; T – температура газа; $\lambda_f = \lambda + \lambda_t$ – эффективная теплопроводность, равная сумме молекулярной теплопроводности λ и турбулентной теплопроводности λ_t ; Q_R – объемная плотность радиационного теплового потока; Q_F – объемная плотность источников тепла от химической реакции.

Уравнение энергии для газа дополняется граничными условиями на входе, выходе и поверхностях:

- граничные условия на входе $T = T_{\text{ex}}$;
- граничные условия на выходе $\operatorname{grad} T = 0$.

На твердых поверхностях задается закон теплообмена. Для случая турбулентного движения жидкости, конвективный тепловой поток q_w на поверхность определяется по зависимости:

$$q_w = \frac{\rho C v_\tau (T_\delta - T_w)}{T^+}, \quad (15)$$

где T_δ – температура газа на расстоянии δ от твердой поверхности; T_w – температура поверхности; T^+ – относительная температура.

Значение относительной температуры может быть определено из универсального закона распределения температур [24]:

$$T^+ = \operatorname{Pr}_t \left(v^+ + \Psi \left[\frac{\operatorname{Pr}}{\operatorname{Pr}_t} \right] \right). \quad (16)$$

Корректирующая функция Ψ , зависящая от ламинарного и турбулентного числа Прандтля, имеет вид:

$$\Psi(r) = 9.24 \left[(r)^{0.75} - 1 \right] \times \left\{ 1 + 0.28 \exp[-0.007(r)] \right\}. \quad (17)$$

Начальные условия: $T(0, x, y, z) = T_0$.

4. Уравнения теплообмена излучением.

Для моделирования теплообмена излучением в теплотехнике долгое время использовался зональный метод расчета [25]. Начало применения зонального метода для расчета излучения было положено работами Г. Л. Поляка [26], в которых был предложен метод сальдо. В дальнейшем зональный метод претерпел существенное развитие с точки зрения учета селективности излучения. Однако на практике разбиение расчетной области на большое число объемных и поверхностных зон, необходимое для удовлетворительного решения задачи движения и горения, делает применение зонального метода проблематичным.

Продукты полного и неполного сгорания газообразного топлива, также как и топливно-воздушно-дымовая смесь, образуют печные газы, которые обладают выраженной селективностью излучения за счёт содержания водяных паров и диоксида углерода.

Наиболее точные значения параметров излучения для селективных газов можно получить с использованием базы данных HITRAN по спектральным линиям излучающих газов [27, 28] или базы данных HITEMP.

В некоторых случаях в силу большой сложности расчёта селективного спектра излучения печных газов, расчет лучистого теплообмена между селективно излучающей средой и ограничивающими телами производится по уравнениям, справедливым для серых сред. Применение модели серого газа при расчёте излучения селективных сред вносит существенную погрешность. Ряд методик расчёта излучения учитывает селективность газов с помощью уравнений, включающих поглощательную способность сред по отношению к эффективно излучению окружающих тел. Такие методики могут использоваться для приближенного расчёта, но требуют точного задания поглощательной способности среды.

Ряд авторов [29, 30] решение теплотехнических задач теплообмена излучением приводят в предположении, что среда и граничная поверхность являются серыми, факторы селективности излучения и анизотропии ими не учитываются.

Зависимость излучения газов от длины волны наиболее точно учитывается в узкополосных моделях, недостатком которых является значительный объем вычислений, и широкополосных моделях [31], требующих меньшего, но по-прежнему значительного объёма расчётов. Нами для описания оптических свойств и расчёта излучения селективных неизотермических печных газов принята модель взвешен-

ной суммы серых газов Х. Хоттеля (ВССГ или WSGGM) [32]. Согласно этому методу излучательная способность печных газов аппроксимируется суммой излучательных способностей смеси серых газов, обладающих собственными коэффициентами поглощения κ_n , которые отражают суммарный вклад в излучение всех «участников» спектра с коэффициентом поглощения, близким к заданному значению κ_n .

Объемную плотность радиационного потока Q_R , входящего в уравнение (14), можно определить путем решения уравнения переноса интенсивности излучения в газе, которое при использовании модели взвешенной суммы серых газов имеет следующий вид:

$$\frac{dI_n}{d\ell} = \kappa_n (a_n I_b - I_n), \quad (18)$$

где I_n – интенсивность излучения n -го серого газа, $n = 0, 1, 2 \dots N_g$; N_g – число серых газов; I_b – интенсивность излучения черного тела при температуре газа T ; ℓ – направление переноса излучения; a_n и κ_n – коэффициенты модели взвешенной суммы серых газов [31].

Температурная зависимость коэффициента a_n определяется полиномом:

$$a_n = \sum_{l=1}^J b_{n,l} \left(\frac{T}{1000} \right)^{l-1}, \quad (19)$$

где $b_{n,l}$ – полиномиальные коэффициенты.

Значения коэффициентов модели WSGGM по данным работы [33], для различных отношений парциальных давлений $p_{H_2O} : p_{CO_2}$ приведены в табл. 2.

Значения интенсивности на поверхности каждой r -ой твердой поверхности в зависимости от её степени черноты и температуры задаются следующим образом:

$$I_{n,r} = a_n \varepsilon_r \frac{\sigma_0 T_r^4}{\pi} + \frac{1 - \varepsilon_r}{\pi} \int_{\vec{n} \cdot \vec{\ell} > 0} |\vec{n} \cdot \vec{\ell}| I_n d\Omega, \quad (20)$$

где $I_{n,r}$ – интенсивность излучения r -ой стенки, приходящаяся на n -й серый газ; ε_r – степень черноты r -ой стенки; T_r – температура r -ой поверхности стенки в рассматриваемой точке; Ω – телесный угол.

Таблица 2

Коэффициенты модели WSGGM
при различном соотношении содержания излучающих газов в печи

$p_{H_2O} : p_{CO_2} = 2$					
N	$k_{n, м}^{-1} атм^{-1}$	$b_{n,1}$	$b_{n,2}, 10^4$	$b_{n,3}, 10^7$	$b_{n,4}, 10^{11}$
1	0,4201	0,6508	-5,551	3,029	-5,353
2	6,516	-0,0254	6,112	-3,882	6,528
3	131,9	0,2718	-3,118	1,221	-1,612
$p_{H_2O} : p_{CO_2} = 1$					
N	$k_{n, м}^{-1} атм^{-1}$	$b_{n,1}$	$b_{n,2}, 10^4$	$b_{n,3}, 10^7$	$b_{n,4}, 10^{11}$
1	0,4303	0,515	-2,303	0,9779	-1,494
2	7,055	0,07749	3,399	-2,297	3,77
3	178,1	0,1907	-1,824	0,5608	-0,5122

В случае, если границей является канал (вход или выход), через который подается или удаляется газ, тогда сечение этого канала представляется, как твердая абсолютно черная поверхность с температурой, которую имеет газ в этом сечении при выходе или входе в канал.

Распределение объемной плотности лучистого теплового потока в газе находится как:

$$Q_R = \sum_{n=1}^N \kappa_n \left(4a_n \sigma_0 T^4 - \int_{4\pi} I_n d\Omega \right). \quad (21)$$

Распределение плотности результирующего теплового потока излучением на поверхности стенок определяется в виде:

$$q_r = \varepsilon_r \int_{\vec{n} \cdot \vec{\ell}} |\vec{n} \cdot \vec{\ell}| I d\Omega - \varepsilon_r \sigma_0 T_r^4, \quad (22)$$

где интенсивность излучения I находится как сумма интенсивностей всех N серых газов: $I = \sum_{n=0}^N I_n$.

5. Уравнения модели горения.

На сегодняшний день имеется несколько подходов к описанию процессов горения газообразного топлива. Наиболее известны модели с предположением о бесконечной скорости протекания реакции горения и с учетом кинетики горения, т.е. с конечной скоростью химических реакций.

Процессы горения, протекающие в рабочем пространстве высокотемпературных печей, можно рассматривать как бесконечно быст-

рые. В этом случае для моделирования горения многокомпонентного топлива рассматривается перенос скалярной величины - «переменной смешения». После нахождения пространственного распределения переменной смешивания предполагается, что компоненты находятся в состоянии, близком к равновесному относительно локальных значений скалярной величины «переменной смешения». Турбулентность при этом учитывается с помощью модели горения Сполдинга EBU (Eddy Break-Up – модель разрушения вихрей) [34] или модели диссипации вихрей (Eddy Dissipation). Согласно этим моделям скорость химической реакции пропорциональна интенсивности турбулентного перемешивания.

В нашем случае массовые доли компонентов топлива и окислителя рассчитываются по соответствующим уравнениям переноса каждой компоненты:

$$\frac{\partial(\rho m_{fu})}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho m_{fu} U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho m_{fu} V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho m_{fu} W)}{\partial z} = \operatorname{div} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \operatorname{grad} m_{fu} \right) + S_{fu}; \quad (23)$$

$$\frac{\partial(\rho m_{ox})}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho m_{ox} U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho m_{ox} V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho m_{ox} W)}{\partial z} = \operatorname{div} \left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \operatorname{grad} m_{ox} \right) + S_{ox}, \quad (24)$$

где m_{fu} , m_{ox} – массовая доля топлива и окислителя; S_{fu} , S_{ox} – источники массы, связанные с протеканием химической реакции; Sc_t – турбулентное число Шмидта.

Скорость протекания химических реакций при турбулентном движении реагирующих компонентов рассчитывается с помощью модели разрушения турбулентных вихрей [35]:

$$S_{fu} = -\rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left(C_R m_{fu}, C_R \frac{m_{ox}}{s}, C_R' \frac{m_{pr}}{1+s} \right); \quad (25)$$

$$S_{ox} = s S_{fu}, \quad (26)$$

где s – отношение массовой доли кислорода к массовой доле топлива в стехиометрической смеси; m_{pr} – массовая доля продуктов горения топлива; C_R, C_R' – константы, определяемые из уравнения химической реакции окисления топлива.

Распределение массовых долей, не участвующих в химической реакции горения элементов и поступающих с потоками топлива и

окислителя, определяется из решения уравнения переноса скалярной величины ξ :

$$\frac{\partial(\rho\xi)}{\partial\tau} + \frac{\partial(\rho\xi U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\xi V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\xi W)}{\partial z} = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{Sc_t} \text{grad } \xi\right). \quad (27)$$

Массовые доли инертных газов и продуктов реакции горения рассчитываются по следующим соотношениям:

$$m_{in} = m_{in,0}(1 - \xi) + m_{in,1}\xi;$$

$$m_{pr} = 1 - (m_{fu} + m_{ox} + m_{in}),$$

где m_{in} , m_{pr} – массовые доли инертного газа и продуктов реакции. Индексы 0 и 1 обозначают поток окислителя и топлива соответственно.

Граничные условия на входе потока окислителя:

$$\xi = 0; m_{fu} = 0; m_{ox} = m_{ox,0}.$$

Граничные условия на входе потока топлива:

$$\xi = 1; m_{fu} = m_{fu,1}; m_{ox} = 0.$$

Граничные условия на выходе и твердых поверхностях:

$$\text{grad } \xi = 0; \text{grad } m_{fu} = 0; \text{grad } m_{ox} = 0.$$

Начальные условия:

$$\xi(0, x, y, z) = 0; m_{fu}(0, x, y, z) = 0; m_{ox}(0, x, y, z) = m_{ox}^0; m_{in}(0, x, y, z) = m_{in}^0,$$

где m_{ox}^0, m_{fu}^0 – начальные значения массовой доли окислителя и инертного газа.

6. Уравнение состояния газа.

Для определения плотности смеси газов в камере печи в зависимости от температуры, атмосферного давления и состава смеси используется уравнение состояния идеального газа:

$$\rho = \frac{P}{RT \sum_{i=1}^N \frac{m_i}{M_i}}, \quad (28)$$

где R – универсальная газовая постоянная; M_i – молярная масса i -го газа; m_i – объемная доля i -го газа; N – количество газов в смеси.

Для решения уравнений движения, турбулентности, энергии и горения, используется метод контрольного объема. Уравнение переноса излучения газа совместно с моделью взвешенной суммы серых газов решается с помощью метода дискретных ординат. Решение всех уравнений комплекса моделей осуществляется последовательно на единственной прямоугольной сетке, кроме уравнения движения, для которого вводятся дополнительные узлы сетки, в которых определяются компоненты вектора скорости. Для получения стойкого решения всех уравнений используется нижняя релаксация. Критерием сходимости при решении уравнения движения служит невязка уравнения неразрывности для расчетной области, а для уравнения энергии - невязка теплового баланса.

Использование численного моделирования при разработке современных конструкций промышленных печей и их элементов

Некоторые результаты применения численного моделирования при проектировании печных агрегатов опубликованы в работах [36, 12] и докладывались на конференциях [7, 37].

Математическое моделирование движения печных газов и температурного поля в топливных печах показало, что равномерность температуры печных газов качественно и количественно зависит от динамических характеристик топливно-воздушных струй, размещения каналов для подвода топлива и воздуха в печь и дымовых окон, а также их взаимного расположения, режимов работы регенеративной системы отопления.

С помощью разработанной методики [38] возможно проектирование горелочных устройств для регламентированного объёмного сжигания топлива с учётом высокотемпературного подогрева воздуха в регенераторах топливной печи, конструкции рабочего пространства, расположения металла и топливосжигающих устройств, других задаваемых параметров. Численное моделирование используется для проверки правильности принятых технических решений, произведённых расчётов и обоснованием необходимости внедрения предложенных мероприятий.

Применение современных численных методов математического моделирования на сегодняшний момент является высокоточным и экономически эффективным, а в некоторых случаях – безальтернативным инструментом металлургической теплотехники и современной теории печей.

Список литературы

1. Ревун М. П. Новые схемы импульсного отопления нагревательных и термических печей / М. П. Ревун, Е. Н. Барищенко, А. И. Чепрасов, С. В. Башлий, А. Н. Андриенко // *Металлургическая горнорудная промышленность*. – 2005. – № 3. – С. 97 – 100.
2. Ерёмин А. О. Современные способы отопления нагревательных печей / А. О. Ерёмин // *Металлургическая теплотехника* : сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск, 2008. – С. 139 – 151.
3. Сорока Б. С. Развитие в Институте газа работ в области математического и компьютерного моделирования горения газа и топочных процессов / Б. С. Сорока // *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. – К. : Институт газа НАН Украины, 2009, № 4. – С. 62 – 73.
4. Спирин Н. А. Модельные системы поддержки принятия решений в АСУ ТП доменной плавки // Н. А. Спирин, В. В. Лавров, В. Ю. Рыболовлев, А. В. Краснобаев, О. П. Онорин, Е. И. Косаченко. – Екатеринбург : ФГАОУ ВПО УрФУ. – 2011. – 462 с.
5. Курносков В. В. Математическое моделирование тепловой работы печи малоокислительного нагрева ИВ // В. В. Курносков, И. А. Левицкий, И. А. Прибытков, Л. Е. Малахова. – ЧМ. – 2011. – № 11. – С. 26 – 29.
6. Сорока Б. С. Математическая модель и численный анализ влияния рециркуляции продуктов сгорания на энергоэкологию топочного процесса / Б. С. Сорока, В. А. Згурский // *Экотехнологии и ресурсосбережение*. – К. : Институт газа НАН Украины, 2008, №1. – С. 41 – 48.
7. Ерёмин А. О. Моделирование тепловой работы нагревательных печей – основной инструмент при их проектировании // XIII international scientific conference “New technologies and achievements in metallurgy and material engineering”, 2012, Czestochowa, Poland. Series: Monographs, № 24. – P. 33 – 42.
8. Сибирь А. В., Решетняк С. И., Губинский В. И. Моделирование теплообмена в камерной печи с центральной регенеративной горелкой. // *Вестник Днепропетровского университета*. – 2007. – №2/1, серия Механика. – С. 131 – 139.
9. Губинский В. И. Теория пламенных печей / В. И. Губинский, Лу Чжун-У. – М. : Машиностроение, 1995. – 256 с.
10. Патент на корисну модель. Об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива при нагріванні металу. Єрьомін О. О., Губинський В. Й, Сибір А. В. № 26272. Опубл. Бюл. № 14, 2007.
11. Ерёмин А. О., Губинский В. И. Влияние динамических характеристик струй топлива и воздуха на циркуляцию и температурное поле газов в камерной печи с одной горелкой // *Технічна теплофізика*

та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 3. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2011. – С. 102 – 116.

12. Єрьомін О. О. Дослідження об'ємно-регенеративного опалення камерної печі на основі математичного моделювання руху газів і теплообміну / Єрьомін О. О., Сибір А. В., Губинський В. Й. // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 2. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2010. – С. 96 – 106.

13. Викторов М. М. Методы вычисления физико-химических величин и прикладные расчеты / М. М. Викторов. – Л. : Химия, 1977. – 360 с.

14. Зубарев В. Н. Теплофизические свойства технически важных газов при высоких температурах и давлениях : Справочник / В. Н. Зубарев, А. Д. Козлов, В. И. Кузнецов и др. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 232 с.

15. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М. : Наука, 1972. – 721 с.

16. Сравнительный анализ моделей турбулентности с использованием научного кода “Fastest-3D” и коммерческого пакета ANSYS CFX / М. А. Щербаков, А. А. Юн, Б. А. Крылов. Вестник МАИ. – Т. 16. – № 5. – 2009. – С. 116 – 122.

17. Jones W. P., Launder B. E. The prediction of laminarization with a twoequation model of turbulence. Int. J. Heat Mass Transfer, 15:301-314, 1972.

18. Wilcox D. C. Turbulence Modeling for CFD. California; 1994.

19. Menter F. R. Zonal two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows. A/AA 93-2906.

20. Wallin S. Engineering turbulence modeling for CFD with a focus on explicit algebraic Reynoldce stress models. Doctoral thesis. Norstedstruckeri, Stockholm, Sweden, 2000.

21. Craft T. J., Launder B. E. and Suga K. Development and application of a cubic eddy – viscosity model of turbulence. Int. J. Heat and Fluid Flow 17:108-115, 1996.

22. Yakhot V. Development of turbulence models for shear flows by a double technique / Yakhot V., Orszag S. A., Thangam S., Gatski T. B., Speziale C. G. // Phys. Fluids A. – 1992. – Vol. 4, No. 7, – pp. 1510–1520.

23. B. E. Launder and D. B. Spalding. The Numerical Computation of Turbulent Flows. // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1974. Vol. 3 pp. 269-289.

24. C. Jayatilleke. The influence of prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sublayer to momentum and heat transfer // Prog. Heat Mass Transfer. – 1969. Vol.1 pp. 193-206.

25. Блох А. Г. Теплообмен излучением. Справочник // А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
26. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / Кутателадзе С. С. – Изд. 2-е, доп. и перераб. – М.-Л. : Машгиз, 1962. – 456 с.
27. <http://www.cfa.harvard.edu/hitran/>
28. Rothman L. S., et al. The HITRAN molecular spectroscopic database and HAWKS (HITRAN atmospheric workstation): 1996 edition // J. Quant. Spectrosc. Radiat. Transfer. – 1998. – V. 60, N. 5. – P. 665–710.
29. Прасолов Р. С. Массо- и теплоперенос в топочных устройствах. М.-Л. : Энергия, 1964. – 236 с.
30. Романенко П. Н. Гидродинамика и тепломассообмен в пограничном слое. – М. : Энергия, 1974. – 464 с.
31. Yu M. J., Baek S. W., Park J. H. An extension of the weighted sum of gray gases non-gray gas radiation model to a two phase mixture of non-gray gas with particles. – Int. Journal of Heat and Mass Transfer. Elsevier Science Ltd. Vol. 43, 2000. – pp. 1699–1713.
32. Modest M. F. The weighted-sum-of-grey-gases model for arbitrary solution methods in radiative transfer. ASME J. Heat Transfer, V. 113, № 8, 1991. – pp. 650 – 656.
33. Smith T. F., Shen Z. F., Friedman J. N., Evaluation of coefficients for the weighted sum of grey gases model // ASME J. Heat Transfer, 1982. – V. 104. P. 602-608.
34. Spalding D. B. Mixing and chemical reaction in steady confined turbulent flames // Proc. Combust. Inst. – 1971. – V. 13. – P. 649-657.
35. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. М.: «ФИЗМАТЛИТ», 2007. – 352 с.
36. Ерёмин А. О., Сибирь А. В. Качество нагрева металла в камерных печах при высокотемпературном подогреве воздуха в малогабаритных регенераторах. Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – № 6. – С. 94 – 98.
37. Ерёмин А. О., Губинский В. И. Влияние конструкции горелочного устройства и динамических характеристик теплоносителей на равномерность температурного поля в нагревательных колодцах // Труды 16 международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии», НМетАУ, г. Днепропетровск, 4-6 октября 2011 года. – Днепропетровск : Новая идеология, 2011. – С. 86 – 87.
38. Ерёмин А. О., Панасенко И. В. Реализация современного способа сжигания топлива в печах прокатного производства // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2012. – № 7. – С. 236 – 240.

Рукопись поступила 29.08.2012 г.

УДК 621.1.016

Замыцкий О.В. — д.т.н., доц., Государственное высшее учебное заведение «Криворожский национальный университет» (ГВУЗ «КНУ»)

Бондарь Н.В. — ст. преп., ГВУЗ «КНУ»

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СИСТЕМЫ В КОНТАКТНЫХ ОХЛАДИТЕЛЯХ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ВОДЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА

В результате лабораторных исследований изучено явление нарушения гидродинамической устойчивости газожидкостной системы в контактных охладителях циркуляционной воды турбокомпрессора «труба Вентури – центробежный сепаратор-каплеуловитель», которое проявляется повышенным уносом жидкости. Для моделирования данного явления принят критерий гидродинамической устойчивости. Определено критическое значение критерия гидродинамической устойчивости для сепаратора-каплеуловителя контактного охладителя циркуляционной воды турбокомпрессора.

Ключевые слова: циркуляционная вода; охладитель; труба Вентури – центробежный сепаратор; газожидкостная система; гидродинамическая устойчивость.

Введение

Вопросы повышения эффективности охлаждения циркуляционной воды исследовались в работах Проскурякова Б. В., Бермана Л. Д., Гоголин А.А., Брусиловского И.В., Бушеля А.Р., Носова А.Я., Фарфоровского Б.С., Фарфоровского В.Б., Гладкова В.А., Арефьева Ю.И., Пономаренко В.С. [1 – 8] и других авторов.

Контактные охладители циркуляционной воды турбокомпрессора разрабатываются, как альтернатива штатным охладителям циркуляционной воды – градирням, недостатком которых являются высокий паровой и, главное, капельный уносы воды, ее загрязнение продуктами износа оросителей, а также зависимость степени охлаждения воды от влажности и температуры окружающей среды. Эти факторы приводят к ухудшению охлаждения сжатого воздуха и, как следствие, увеличению расхода электроэнергии турбокомпрессором.

Постановка задачи

В результате анализа существующих конструкций контактных аппаратов [1] установлено, что в качестве охладителя циркуляцион-

ной воды турбокомпрессора наиболее эффективным является применение аппарата труба Вентури – центробежный сепаратор-каплеуловитель.

В работе [2] приведены результаты исследований основных закономерностей тепломассообменных процессов в контактных охладителях циркуляционной воды. Статья [3] посвящена выбору их рациональных параметров. В то же время еще не достаточно изучена гидродинамика таких аппаратов, в частности, гидродинамическая устойчивость газожидкостной системы. Проведение таких исследований и является целью данной работы.

Моделирование процесса уноса жидкости

Одним из факторов, ограничивающих производительность контактных охладителей циркуляционной воды турбокомпрессора, является нарушение гидродинамической устойчивости газожидкостной системы в центробежном сепараторе-каплеуловителе, что проявляется повышенным уносом жидкости.

Механизм образования вторичных капель при этом следующий. В силу вязкостного трения газ захватывает частицы жидкости, деформируя ее поверхность с образованием волн. Если силы поверхностного натяжения меньше сил, определяемых скоростным напором газа, то с гребней волн отрываются капли, происходит их унос, то есть – нарушение гидродинамической устойчивости газожидкостной системы. Отрыв капель происходит на границе между газом и жидкостью, т. е. в зоне действия сил вязкостного трения – ламинарной зоне, для которой коэффициент трения определяется законом Пуазейля, далее капля быстро покидает ламинарную зону и попадает в турбулентную. Однако уноса не будет, если вес капли равен силе, обусловленной скоростным напором.

Данный процесс моделируется при помощи критерия гидродинамической устойчивости Кутателадзе [11]:

$$Ku = \frac{U_c \rho_g^{0,5}}{(\sigma_w \rho_w g)^{0,25}}, \quad (1)$$

где U_c – тангенциальная скорость в центробежном пространстве сепаратора, м/с; ρ_g – плотность воздуха, кг/м³; σ_w – коэффициент поверхностного натяжения воды, Н/м; ρ_w – плотность воды, кг/м³; g – ускорение свободного падения м/с².

При этом отсутствие уноса в сепараторе-каплеуловителе может быть обеспечено, если критерий гидродинамической устойчивости не превышает некоторое критическое значение ($Ku < Ku_{кр}$).

Это позволяет определить критическую величину проходных сечений центробежного сепаратора по воздуху, действительно из формулы (1), с учетом $V_c = U f_c$, следует, что

$$f_{c,кр} = \frac{V_c \rho_g^{0,5}}{Ku_{кр} (\sigma_w \rho_w g)^{0,25}}, \text{ м}^2,$$

где $f_{c,кр}$ – критическая площадь живого сечения проходных сечений центробежного сепаратора, м^2 ; V_c – объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$.

Для обеспечения гидродинамической устойчивости газожидкостной системы площадь проходных сечений центробежного сепаратора должна удовлетворять соотношению $f_c > f_{c,кр}$.

Данные исследования проводятся с целью определения критического значения критерия гидродинамической устойчивости газожидкостной системы для начальных условий, характерных при охлаждении циркуляционной воды турбокомпрессоров атмосферным воздухом.

Методика лабораторных исследований

Лабораторные исследования гидродинамической устойчивости газожидкостной системы контактного охладителя циркуляционной воды выполняются на опытной установке (см. рис. 1).

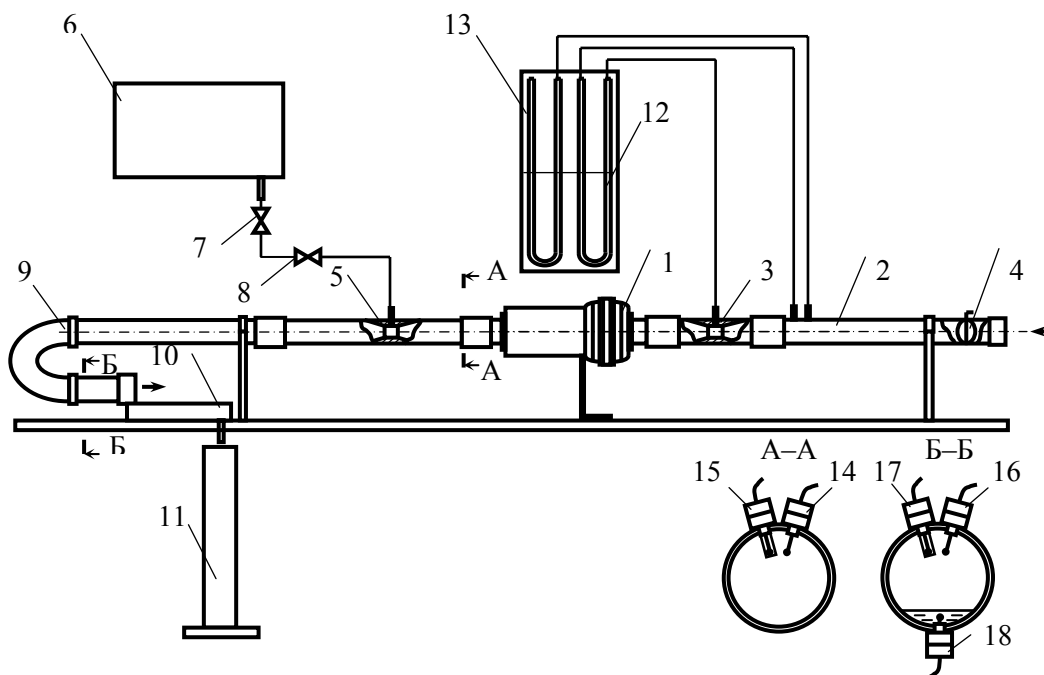


Рис. 1. Схема лабораторного контактного охладителя циркуляционной воды:
 1 – центробежный нагнетатель; 2 – измерительный коллектор; 3 – расходомер труба Вентури; 4 – дроссель; 5 – смеситель труба Вентури; 6 – расходный бак;
 7, 8 – кран; 9 – центробежный коленный сепаратор; 10 – приемный лоток;
 11 – приемный бак; 12 – жидкостный дифференциальный манометр;
 13 – жидкостный манометр; 14, 16 – сухая термопара;
 15, 17 – мокрая термопара; 18 – погружная термопара.

Порядок выполнения экспериментов и обработки результатов

Эксперименты включают определение исходных данных для расчета критерия гидродинамической устойчивости газожидкостной системы Ku и определения его критического значения $Ku_{кр}$.

Начальная температура воздуха устанавливается $T_{e1} = 293$ К, воды $T_w = 309$ К. Массовый расход воздуха G_e варьируется от $8,71 \cdot 10^{-3}$ до $16,7 \cdot 10^{-3}$ кг/с, расход воды G_w фиксирован и составляет $6,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Все эксперименты включают выполнение следующих операций. Включается нагнетатель 1. При помощи дросселя 4 устанавливается расход воздуха. Краном 7 устанавливается расход воды. Открывается кран подачи воды 8, и одновременно включается секундомер. Регистрация показаний дифференциального манометра и потенциометров производится после достижения температурной стабилизации на каждом режиме – определяется по неизменности показаний потенциометров в течение 30 с. Затем кран подачи воды 8 перекрывается, и выключается секундомер. Сливаются вода из баков 6 и 11, и определяется ее объем при помощи мерного цилиндра.

Далее определяются следующие параметры.

Объемный расход воздуха рассчитывается по показаниям дифференциального манометра и приводится к нормальным начальным условиям.

Объем воды, прошедшей через установку в течение опыта, определяется по разности начального и конечного объемов воды в баке 11:

$$v_w = v_{n11} - v_{k11}, \text{ м}^3,$$

где v_{n11} – начальный объем воды, залитой в бак 11; v_{k11} – объем воды, слитой из бака 11 после проведения опыта, м^3 .

Потери воды из-за капельного и парового уносов определяются по разности объемов воды, прошедшей через установку v_w , и объему воды v_{14} , слитому из бака 16:

$$v_{wy} = v_w - v_{14}, \text{ м}^3,$$

где v_{wy} – суммарный объем капельного и парового уносов, м^3 ; v_{14} – объем воды, слитый из бака 14, м^3 .

Объемные потери воды с капельным и паровым уносами:

$$V_{wy} = \frac{v_{wy}}{\tau}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где V_{wy} – объемные потери воды с капельным и паровым уносами, $\text{м}^3/\text{с}$.

Массовые потери воды с капельным и паровым уносами:

$$G_{wy} = \rho_w V_{wy}, \text{ кг/с},$$

где G_{wy} – массовые потери воды с капельным и паровым уносами, кг/с.

Влагосодержание воздуха рассчитывается по показаниям мокрого термометра (термопар).

Парциальное давление пара, соответствующее температуре насыщения t_1 , по формуле Фильнея:

$$\lg p_1 = \frac{8,12t_1 + 156}{t_1 + 236}; \quad p_1 = 133,32 \cdot 10^{\lg p_1},$$

где p_1 – парциальное давление водяных паров, содержащихся в воздухе, определяемое по температуре воздуха по мокрому термометру T_1 на входе в установку, Па.

Начальное влагосодержание воздуха (на входе в установку):

$$d_1 = \frac{0,622 p_1}{p_{\text{в1}} - p_1}, \text{ кг/кг},$$

где d_1 – начальное влагосодержание воздуха, кг/кг; $p_{\text{в1}}$ – абсолютное давление воздуха, Па.

Парциальное давление пара при t_{2on} :

$$\lg p_{2on} = \frac{8,12t_{2on} + 156}{t_{2on} + 236}; \quad p_{2on} = 133,32 \cdot 10^{\lg p_{2on}}.$$

Конечное влагосодержание воздуха (на выходе из установки):

$$d_{2on} = \frac{0,622 \cdot p_{2on}}{p_{\text{в1}} - p_{2on}}, \text{ кг/кг},$$

где d_{2on} – конечное влагосодержание воздуха, кг/кг; p_{2on} – парциальное давление водяных паров, содержащихся в воздухе, определяемое по температуре воздуха по мокрому термометру T_{2on} на выходе из установки, Па.

Прирост влагосодержания воздуха определяется, как разность между конечным и начальным влагосодержаниями:

$$\Delta d = d_{2on} - d_1, \text{ кг/кг},$$

где Δd – прирост влагосодержания воздуха, кг/кг.

Унос воды с паром определяется по формуле:

$$G_{wn} = \Delta d G_g, \text{ кг/с}.$$

Капельный унос воды определяется разностью между суммарным и паровым уносами:

$$G_{wk} = G_{wy} - G_{wn}, \text{ кг/с},$$

где G_{wk} – капельный унос воды, кг/с.

На каждом режиме проводили пять опытов, результаты усреднялись.

Достоверность результатов опытов оценивали при помощи уравнения теплового баланса:

$$Q = G_{\text{в}} c_{\text{в}} t_{\text{в}1} + G_{\text{г}} d_1 i_{\text{н}1} + G_{\text{в}} c_{\text{в}} t_{\text{в}1} = \\ = G_{\text{г}} c_{\text{г}} t_{\text{г}2,\text{он}} + G_{\text{г}} d_{2,\text{он}} i_{\text{н}2} + (G_{\text{в}} - G_{\text{г}} (d_{2,\text{он}} - d_1)) \cdot c_{\text{в}} t_{\text{в}2,\text{он}}, \text{ Дж},$$

где $c_{\text{г}}$ и $c_{\text{в}}$ – удельные теплоемкости воздуха и воды, Дж/(кг·К); $i_{\text{н}1}$ и $i_{\text{н}2}$ – начальная и конечная энтальпии пара, Дж/кг.

При невязке теплового баланса более 2,5 % результаты опыта не учитывали. Достоверность результатов оценивали также при помощи критерия Стьюдента.

Скорость воздуха в центробежном пространстве сепаратора:

$$U_{\text{с}2} = \frac{4V_{\text{г}}}{\pi d_{\text{с}}} \cdot \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{г}1}} \cdot \frac{T_{\text{г}2,\text{он}}}{T_{\text{н}}}, \text{ м/с}.$$

Плотность воздуха в сепараторе (влажного):

$$\rho_{\text{г}2} = 2,17 \cdot 10^{-3} \frac{p_{\text{г}1}}{T_{\text{г}2,\text{он}}} \cdot \frac{1 + d_{2,\text{он}}}{0,622 + d_{2,\text{он}}}, \text{ кг/м}^3.$$

Коэффициент поверхностного натяжения воды:

$$\sigma_{\text{в}} = (74,9 - 0,157 t_{\text{в}2}) \cdot 10^3, \text{ Н/м}.$$

Критерий гидродинамической устойчивости газожидкостной системы:

$$Ku = \frac{U_{\text{с}2} \sqrt{\rho_{\text{г}2}}}{\sqrt[4]{\sigma_{\text{в}} \rho_{\text{в}} g}}.$$

Результаты экспериментов и анализ полученных данных

В результате проведенных лабораторных исследований гидродинамической устойчивости газожидкостной системы на специально созданной лабораторной установке контактного охладителя циркуляционной воды с коленным сепаратором определено критическое значение критерия газожидкостной устойчивости – $Ku_{\text{кр}} = 2,68$. Погрешность экспериментов составляет не более 10,3 % при доверительной вероятности 0,85.

Результаты экспериментов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты лабораторных исследований контактного охладителя циркуляционной воды, влияние расхода воздуха, ($p_1 = 0,098$ МПа, $G_w = 6,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с, $t_{w1} = 36$ °С, $t_{e1} = 20$ °С, $t_1 = 16,6$ °С, $d_1 = 12,2 \cdot 10^{-3}$ кг/кг, $d_e = 12 \cdot 10^{-3}$ м)

Расход воздуха массовый $G_e \cdot 10^3$, кг/с	Скорость воздуха в сепараторе U_e , м/с	Конечная температура воды $\bar{t}_{w2,on}$, °С	Конечная температура воздуха, $\bar{t}_{e2,on}$, °С	Конечное влагосодержание, $\bar{d}_{2,on} \cdot 10^3$, кг/кг	Критерий газожидкостной устойчивости, Ku	Наличие уноса жидкости, (– нет, + есть)
16,7	15,60	17,4	24,4	22,1	3,23	+
15,7	14,68	18,6	24,6	22,1	3,04	+
14,7	13,70	19,2	24,8	22,2	2,84	+
13,7	12,86	20,4	24,8	22,0	2,67	-
12,7	11,85	21,0	25,2	22,1	2,46	-
11,7	11,0	22,4	25,2	22,1	2,28	-
10,7	10,07	23,2	25,6	22,3	2,09	-
9,7	9,10	24,6	25,6	22,3	1,89	-
8,7	8,18	25,2	26,2	22,5	1,70	-

Выводы

Таким образом, сконструирован и создан лабораторный контактный охладитель циркуляционной воды, разработана методика его лабораторных исследований. В результате проведенных экспериментов установлено, что критическое значение критерия гидродинамической устойчивости для центробежного коленного сепаратора составляет 2,68. Полученные результаты в дальнейшем будут использованы при создании промышленного охладителя циркуляционной воды.

Список литературы

1. Проскуряков Б. В. Теория термического режима пленочной градирни / Б. В. Проскуряков // Известия НИИ гидротехники. – 1935. – Т. XVI. – С. 56 – 59.
2. Берман Л. Д. Сборник ВТИ. Исследование процессов регулирования теплопередачи и обратного охлаждения / Л. Д. Берман. – М. : ГОНТИ, 1938. – 107 с.
3. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды / Берман Л. Д. – М. : Госэнергоиздат, 1957. – 372 с.

4. Гоголин А. А. Обратное охлаждение воды в холодильных установках / Гоголин А. А. – М. : Пищепромиздат, 1940. – 342 с.
5. Брусиловский И. В. Исследование на моделях влияния элементов градирен и ветра на структуру потока перед вентилятором и его работу / И. В. Брусиловский, А. Р. Бушель, А. Я. Носов // Труды координационных совещаний по гидротехнике. – 1968. – № 44. – 178 с.
6. Фарфоровский Б. С. Охладители циркуляционной воды тепловых электростанций / Б. С. Фарфоровский, В. Б. Фарфоровский. – Л. : Энергия, 1972. – 275 с.
7. Гладков В. А. Вентиляторные градирни / В. А. Гладков, Ю. И. Арефьев, В. С. Пономаренко. – М. : Стройиздат, 1976. – 216 с.
8. Пономаренко В. С., Арефьев Ю. И. Градирни промышленных и энергетических предприятий / В. С. Пономаренко, Ю. И. Арефьев. – М. : Энергоатомиздат, 1998. – 373 с.
9. Замыцкий О. В., Выбор конструктивной схемы контактного охладителя циркуляционной воды турбокомпрессора / О. В. Замыцкий, А. Ю. Кривенко // Вестник Криворожского технического университета : сбор. науч. тр. – 2011. – № 29. – С. 278 – 282.
10. Замыцкий О. В. Тепломассообмен в контактном охладителе циркуляционной воды турбокомпрессора / О. В. Замыцкий // Разработка рудных месторождений. – Кривой Рог, 2004. – № 87. – С. 125 – 129.
11. Кутателадзе С. С., Стырикович М. А. Гидродинамика газожидкостных систем / С. С. Кутателадзе, М. А. Стырикович. – М. : Энергия, 1976. – 296 с.

Рукопись поступила 25.01.2012 г.

УДК 697.7

Иродов В.Ф. — д.т.н., проф., ГВУЗ «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры» (ГВУЗ «ПГАСиА»), г. Днепропетровск

Цыганкова С.Г. — ассистент, ГВУЗ «ПГАСиА»

К ВОПРОСУ ОБ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОНДЕНСИРУЮЩЕГО ИНЖЕКТОРА В КАЧЕСТВЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В работе выполнен сравнительный анализ экономической эффективности использования конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса в системах теплоснабжения и показано, что величина затрат на электрическую энергию для обеспечения циркуляции теплоносителя может быть значительно снижена за счет использования конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса вместо электрического насоса. Кроме этого, непрерывная подача циркуляционного расхода жидкости не прекращается при аварийном отключении электроэнергии, что значительно повышает надежность работы системы теплоснабжения в целом.

Ключевые слова: циркуляционный насос; конденсирующий инжектор; эксплуатационные затраты.

Постановка проблемы

В системах теплоснабжения в качестве основных циркуляционных или резервных насосов могут находить применение как электрические, так и струйные насосы. При этом при прекращении подачи электроэнергии прекращается работа циркуляционного насоса, а следовательно, функционирование всей системы в целом. Кроме того, поскольку стоимость электроэнергии значительно выше, чем стоимость тепловой энергии, использование струйных насосов вместо электрических более целесообразно с экономической точки зрения.

Формулировка цели работы

В данной работе приводится сравнительный анализ параметров работы систем теплоснабжения с электрическим насосом и с конденсирующим инжектором, позволяющий оценивать экономическую эффективность использования струйного насоса в качестве циркуляционного. Схемы рассматриваемых систем приведены на рис. 1.

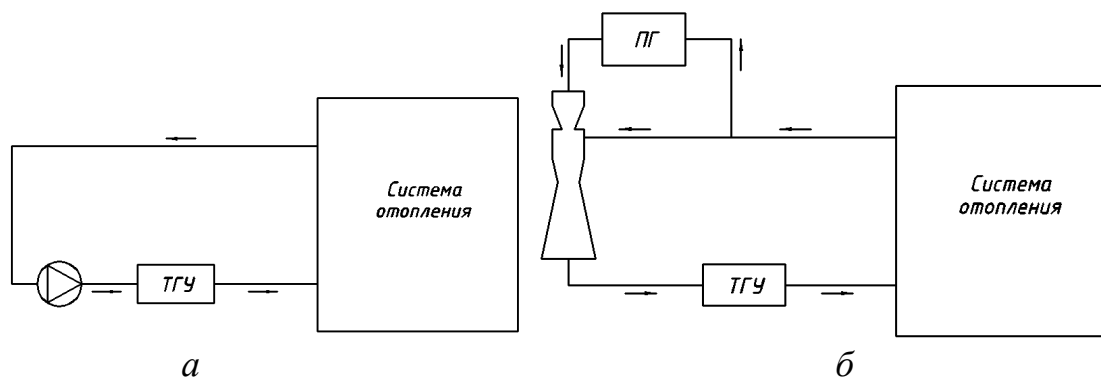


Рис. 1. Система теплоснабжения:

а – с электрическим насосом; б – с конденсирующим инжектором.

ПГ – парогенератор. ТГУ – теплогенерирующая установка

При проведении сравнительного анализа принимаем следующие исходные данные: система теплоснабжения закрытого типа, требуемая тепловая мощность $Q_{TC} = 3$ МВт, температура теплоносителя на входе системы теплоснабжения $95\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе системы – $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, расход теплоносителя составляет $M_0 = 30$ кг/с.

Для расчета эффективности использования конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса системы теплоснабжения необходимо определить параметры теплоносителя на выходе из диффузора инжектора. При коэффициенте инжекции $u = 19$ и расходе теплоносителя $M = 30$ кг/с, расход пара M_1 и воды M_2 будут равны соответственно:

$$M_1 = M / (1 + u) = 1,5 \text{ кг/с};$$

$$M_2 = M - M_1 = 28,5 \text{ кг/с}.$$

При расчете будем считать, что паровая фаза – идеальный газ, жидкость – несжимаемая. Примем давление в камере смешения инжектора $p_{KC} = 0,5$ бар, давление на выходе системы теплоснабжения $p = 1,2$ бар, тогда в жидкостном сопле инжектора перепад давления будет равен $\Delta p_{ЖС} = 0,7$ бар. Скоростной напор жидкости на входе в жидкостное сопло можно считать пренебрежимо малым по сравнению со скоростным напором на выходе из сопла, тогда скорость на выходе из жидкостного сопла определим как:

$$w_{\text{вых}} = \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \approx \sqrt{2 \cdot \frac{0,7 \cdot 10^5}{1000}} \approx 11,83 \text{ м/с}.$$

Для парового сопла при температуре пара на входе в сопло $180\text{ }^{\circ}\text{C}$, и соответственно энтальпии на входе $i_{\text{вх}} = 2835$ кДж/кг, температуре пара на выходе из сопла $105\text{ }^{\circ}\text{C}$ и энтальпии

$i_{\text{вх}} = 2738,4$ кДж/кг скорость пара на выходе из сопла можно определить как:

$$w_{\text{вых}} = \sqrt{2\Delta i} = \sqrt{2 \cdot (2835 - 2738,4) \cdot 1000} \approx 439,5 \text{ м/с};$$

плотность пара определим из уравнения состояния как:

$$\rho_1^0 = p/R_{\text{пара}} T_{\text{вых}} = \frac{0,7 \cdot 10^5}{461 \cdot (105 + 273)} = 0,402 \text{ кг/м}^3.$$

Для изобарического течения в камере смешения инжектора согласно математической модели [4, 5]:

$$\rho_1 w_1 F + \rho_2 w_2 F = M_0 = \text{const}; \quad (1)$$

$$\rho_1 w_1^2 F + \rho_2 w_2^2 F = K_0 = \text{const}; \quad (2)$$

$$\rho_1 w_1 F \left(i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) + \rho_2 w_2 F \left(i_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = E_0 = \text{const}; \quad (3)$$

$$M_1 + M_2 = M_0; \quad (4)$$

$$E_1 + E_2 = E_0, \quad (5)$$

где ρ_1^0, ρ_2^0 – истинные плотности фаз; α_1 – объемное паросодержание; $\alpha_2 = 1 - \alpha_1$ – объемное содержание жидкой фазы; ρ_1, ρ_2 – средние плотности: $\rho_1 = \rho_1^0 \cdot \alpha_1, \rho_2 = \rho_2^0 \cdot (1 - \alpha_1)$.

Для расчета течения в камере смешения инжектора согласно вышеуказанной математической модели составляется алгебраическое квадратное уравнение относительно объемного паросодержания α_1 вида:

$$\alpha_1^2 \left(1 - \frac{\rho_1^0}{\rho_2^0} \right) - \alpha_1 \left(1 - \frac{2M_0}{\rho_2^0 w_1 F} + \frac{K_0}{\rho_1^0 w_1^2 F} \right) + \frac{K_0 \rho_2^0 F - M_0^2}{\rho_1^0 \rho_2^0 w_1^2 F^2} = 0. \quad (6)$$

После определения величины α_1 последовательно вычисляются скорость и энтальпия на выходе из камеры смешения согласно следующим зависимостям:

$$w_2 = \frac{M_0 - \rho_1^0 \alpha_1 w_1 F}{\rho_2^0 (1 - \alpha_1) F}; \quad (7)$$

$$i_2 = \frac{E_0 - \rho_1^0 \alpha_1 w_1 F [i_1 + (w_1^2/2)]}{\rho_2^0 (1 - \alpha_1) w_2 F} - \frac{w_2^2}{2}. \quad (8)$$

Изменение объемного паросодержания по длине (рис. 2) определяем для камеры смешения следующей геометрии: длина камеры 120 мм, входной диаметр 118 мм, выходной диаметр 50 мм, зависимость площади сечения камеры от длины – линейная. Затем по приведенным выше зависимостям вычисляем значения w_2 и i_2 .

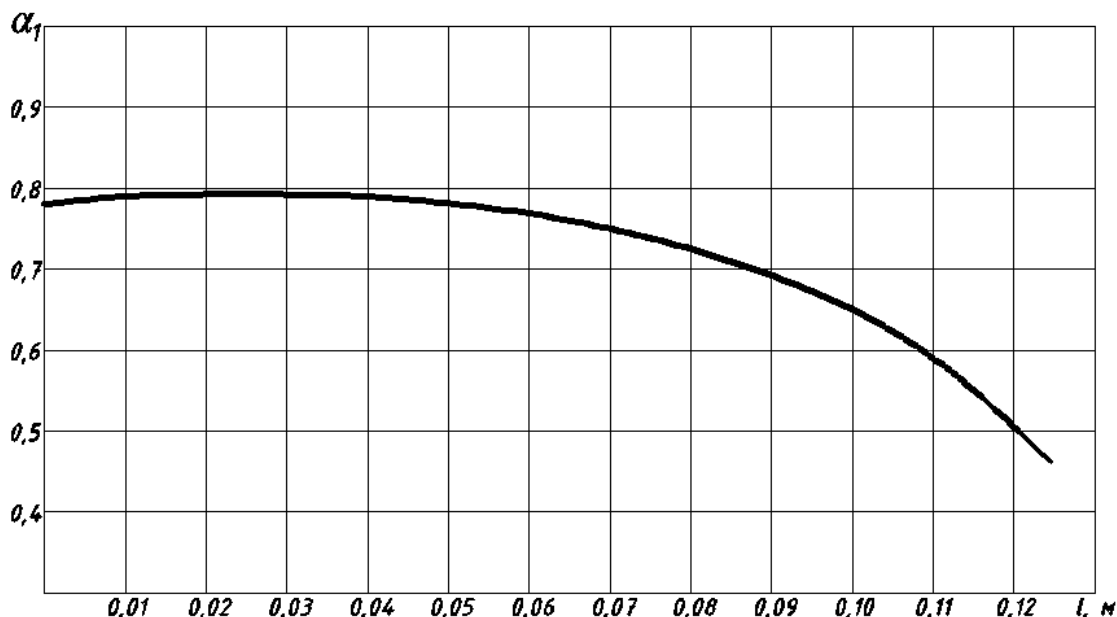


Рис. 2. Изменение объемного паросодержания по длине камеры смешения

На выходе из камеры смешения имеем следующие параметры течения: объемное паросодержание $\alpha_1 = 0,51$; объемное содержание жидкой фазы $\alpha_2 = 0,49$; скорость $w_2 = 30,82$ м/с; энтальпия $i_2 = 405,45$ кДж/кг.

Для горловины инжектора справедливы следующие соотношения:

$$\frac{p_+}{\rho_2^0} + \frac{w_{2+}^2}{2} = \xi \left(\frac{p_-}{\rho_2^0} + \frac{w_{2-}^2}{2} \right); \quad (8)$$

$$\xi = 1 - \alpha_{1-}^2; \quad (9)$$

$$\rho_2^0 w_{2+} \cdot F_{\text{ГОРЛ}} = M_0, \quad (10)$$

где индекс «-» относится к значениям параметров до скачка уплотнения конденсации, индекс «+» – после скачка уплотнения конденсации. Тогда:

$$w_{2+} = M_0 / (\rho_2^0 \cdot F_{\text{ГОРЛ}}) = 30 / (1000 \cdot 0,0019625) = 15,29 \text{ м/с};$$

$$\xi = 1 - 0,51^2 = 0,74;$$

$$\begin{aligned} p_+ &= \rho_2^0 \left[\xi \left(\frac{p_-}{\rho_2^0} + \frac{w_{2-}^2}{2} \right) - \frac{w_{2+}^2}{2} \right] = \\ &= 1000 \cdot \left[0,74 \cdot \left(\frac{0,5 \cdot 10^5}{1000} + \frac{30,82^2}{2} \right) - \frac{15,29^2}{2} \right] = 3,03 \text{ бар}. \end{aligned}$$

Давление на выходе из диффузора инжектора определяем согласно уравнению Бернулли, считая, что скорость на выходе из диффузора пренебрежимо мала по сравнению со скоростью на входе в него:

$$\frac{p_+}{\rho_2^0} + \frac{w_{2+}^2}{2} = \frac{p_{\text{вых}}}{\rho_2^0};$$

$$p_{\text{вых}} = \rho_2^0 \left(\frac{p_+}{\rho_2^0} + \frac{w_{2+}^2}{2} \right) = 1000 \cdot \left(\frac{3,03 \cdot 10^5}{1000} + \frac{15,29^2}{2} \right) = 4,2 \text{ бар.}$$

Расход электроэнергии может быть вычислен согласно следующей зависимости:

$$E = \frac{\Delta p_n \cdot G}{\eta_{\text{н.у.}} \cdot \rho} \cdot n, \text{ кВт} \cdot \text{час/год},$$

где Δp_n – перепад давлений, Па, G – расход сетевой воды, в нашем случае 108 т/час, $\eta_{\text{н.у.}}$ – коэффициент полезного действия насосной установки, примем $\eta_{\text{н.у.}} = 0,6$; ρ – плотность теплоносителя, n – количество часов работы насосов за год. Для рассматриваемого случая:

$$E = \frac{3 \cdot 10^5 \cdot 108}{0,6 \cdot 1000 \cdot 3600} \cdot 4320 = 6,48 \cdot 10^4 \text{ кВт} \cdot \text{час/год}.$$

Для технико-экономического обоснования стоимость тепловой энергии примем 0,056 у.е./кВт·час. Тогда общая стоимость тепловой энергии на нужды циркуляции составит:

$$U_m = 6,48 \cdot 10^4 \cdot 0,056 = 3628,8 \text{ у.е./год}.$$

Стоимость электрической энергии с учетом коэффициента полезного действия тепловых электростанций (по циклу Карно $\eta = 0,4$) составит 0,1 у.е./кВт·час. Тогда общая стоимость электроэнергии на нужды циркуляции будет равна $U_э = 6480$ у.е./год. В этом случае относительная экономия эксплуатационных затрат составит:

$$\varepsilon = \frac{U_m - U_э}{U_э} = \frac{6480 - 3628,8}{6480} = 0,44.$$

Аналогично вышеизложенному порядку расчета можно определять значение величины давления p на выходе из диффузора, и затем рассчитывать возможную экономию эксплуатационных затрат. На рис. 3 показана зависимость относительной экономии эксплуатационных затрат ε от коэффициента инжекции струйного насоса в рекомендованном диапазоне изменений последнего [1, 8], позволяющая судить об экономической эффективности использования конденсирующих инжекторов в качестве циркуляционных насосов в системах теплоснабжения.

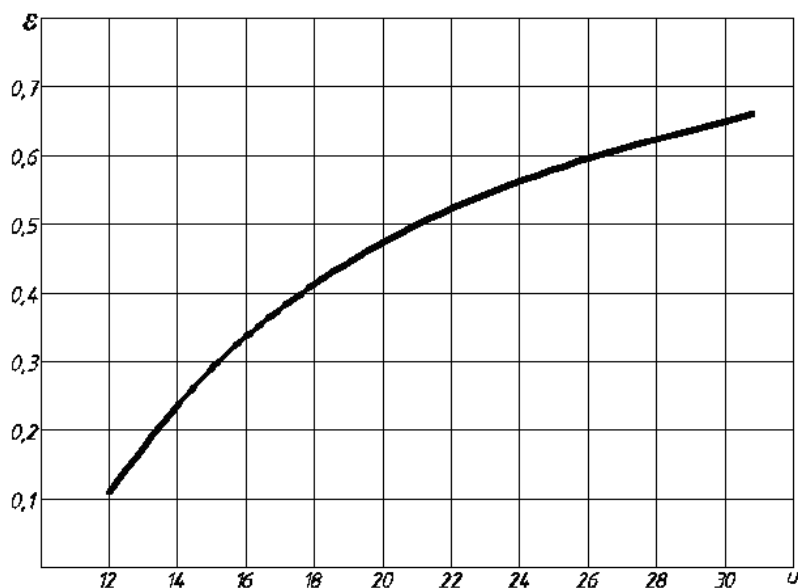


Рис. 3. Зависимость коэффициента экономии от коэффициента инъекции

Выводы

Величина затрат на электрическую энергию для обеспечения циркуляции теплоносителя может быть существенно сокращена за счет применения конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса вместо электрического насоса. К тому же, поскольку конденсирующий инжектор использует только лишь тепловую энергию для обеспечения циркуляции теплоносителя в системах теплоснабжения, подача циркуляционного расхода жидкости не будет прекращена при прекращении подачи электроэнергии, что также повышает надежность системы теплоснабжения в целом.

Список литературы

1. Дейч М. Е., Филиппов Г. А. Газодинамика двухфазных сред. – М. : Энергоиздат, 1981. – 472 с.
2. Иродов В. Ф. К вопросу об описании поля течения в камере смешения инжектора // Инженерно-физический журнал. – № 5 – 1976. – С. 788 – 793.
3. Иродов В. Ф., Аладьев И. Т. К расчету течения в инжекторе-конденсаторе // Исследования по механике и теплообмену двухфазных сред : Сб. научн. тр. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского. – 1974. – вып. 25. – С. 156 – 160.
4. Иродов В. Ф., Теплов С. В. О течении в камере смешения инжектора-конденсатора // Теплофизика высоких температур : Сб. научн. тр. АН СССР. – Т. 11. – № 5. – 1973. – С. 1101 – 1106.

5. Иродов В. Ф., Цыганкова С. Г. Конденсирующий инжектор в качестве струйного насоса как альтернатива электрическому циркуляционному насосу в системах теплоснабжения и водоснабжения // Строительство, материаловедение, машиностроение : Сб. науч. трудов. – Вып. 62. – Дн-вск : ПГАСА, 2011. – С. 184 – 188.
6. Надежность систем энергетики. Терминология / Под ред. Ю. Н. Руденко. – М. : Наука, 1980. – 44 с.
7. Нигматуллин Р. И. Динамика многофазных сред. В 2-х частях. – М. : Наука, 1987.
8. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.

Рукопись поступила 06.06.2012 г.

УДК 536.24; 662.74.001.24

Кошельнік О.В. — к.т.н., доц., с.н.с. відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В РЕГЕНЕРАТОРАХ ПЕЧЕЙ КОКСОХІМІЧНОГО ВИРОБНИЦТВА

Розглянуто питання математичного моделювання процесів складного нестационарного теплообміну в регенеративних теплообмінниках промислових печей коксохімічного виробництва. Наведено результати обчислюва експерименту по визначенню уточнених параметричних характеристик регенератора з урахуванням його конструктивних і експлуатаційних характеристик за умов циклічності процесів нагрівання і охолодження вогнетривкої насадки. Це дозволить отримати інформацію про зміну температурного стану акумулюючої насадки регенератора, динаміку зміни температур димових газів і повітря по висоті насадки. Отримані дані можуть бути використані в системах автоматичного управління, при виборі енергоефективних режимів роботи регенераторів, оптимізації їх параметричних характеристик.

Ключові слова: коксова піч; регенеративний теплообмінник; теплові процеси; математичне моделювання.

Аналіз останніх досягнень та публікацій

Високотемпературні теплотехнічні установки (ВТУ) різного цільового призначення з системою регенеративного тепловикористання складають основу технологічних комплексів ряду енергоємних галузей промисловості. Процеси високотемпературного нагрівання й охолодження матеріалів та технологічних продуктів займають провідне місце у виробництві коксу, який є одним із основних компонентів для виплавки чавуну. В умовах зростання світових цін на енергоносії енергозбереження визначено одним із пріоритетних напрямків державної політики України в багатьох сферах промисловості [1]. Регенеративні теплообмінники плавильних печей, які використовуються при виробництві скла та нагрівальних печей коксохімічного виробництва мають невеликі габаритні розміри насадкової камери і використовують в якості гарячого теплоносія димові гази, що відходять з робочого простору печей з температурою 1100 – 1350 °С [2, 3].

У даний час, з огляду на різке подорожчання газу та електричної енергії важливою проблемою теплотехнології, що стоїть перед фахів-

цями, є удосконалення устаткування для реалізації теплових процесів в ВТУ. У коксохімічному виробництві найбільш енергоємними агрегатами є коксові печі з системою регенеративного підігріву компонентів горіння [4]. Підвищення енергоефективності роботи коксових печей пов'язано з необхідністю отримання достовірної інформації про нестационарні температурні процеси, що розвиваються в каналах теплоакumuлюючої насадки регенераторів.

Виділення невирішеної частини загальної проблеми

Складовою частиною теплотехнологічних реакторів коксохімічного виробництва є регенеративні теплообмінники з вогнетривкою насадкою, які застосовуються для підігріву повітря горіння або низькокалорійного газу шляхом утилізації теплоти димових газів, що відходять з робочої зони технологічних агрегатів [2, 3]. Одним з напрямків підвищення енергоефективності роботи регенераторів коксових печей є удосконалення конструктивних параметрів і режимів їх роботи, що безпосередньо пов'язано з аналізом даних про нестационарні температурні процеси в каналах теплоакumuлюючої насадки.

Відзначимо, що раніше дослідженням теплової роботи регенераторів коксових печей приділялося недостатньо уваги, що було пов'язано з низькою вартістю палива та вогнетривких матеріалів та складністю для дослідження нестационарних теплообмінних процесів. Зокрема, в роботах [3, 5, 6] відзначено, що у більшості випадків для розрахунку регенераторів коксових печей досі застосовується спрощена методика Е.М. Гольдфарба та І.Д. Семікіна. При цьому регенератор розглядається як рекуператор з відповідними припущеннями. В основі методики лежить визначення середніх значень коефіцієнтів теплопередачі за період роботи регенератора, що не дозволяє прогнозувати динаміку змін температур газу і повітря з урахуванням залежності теплофізичних властивостей теплоносіїв і вогнетривів насадки від температури.

У цьому випадку найбільш доцільним для визначення температурних полів, умов теплообміну і інших теплових параметрів регенераторів є використання методів математичного моделювання і ідентифікації. Такий підхід потребує створення уточнених математичних моделей теплообміну з урахуванням конструктивних особливостей регенераторів і технологічного зв'язку теплообмінників з роботою коксових печей. Ця обставина потребує створення і реалізації математичних моделей з урахуванням конструктивних особливостей регенераторів коксових печей і технологічного зв'язку регенератора з роботою основного агрегату.

Постановка задачі

Дослідження теплових режимів ВТУ з регенеративним підігрівом компонентів горіння доцільно виконувати на основі використання системного підходу при аналізі теплових схем і процесів у ВТУ. Це дозволяє на початку дослідження не розглядаючи всі їх особливості, виділити найбільш значущі фактори, які впливають на загальні характеристики систем ВТУ.

Паливом для коксових печей є коксовий газ або суміш доменного та коксового газів. Як відомо, у коксових печах більше ніж 50 % тепла, що відходить з продуктами горіння, регенерується й повертається в опалювальну систему коксових батарей. З урахуванням економічного фактору при виборі методів дослідження і технічних засобів для дослідження теплофізичних процесів і теплових режимів регенераторів коксових печей доцільно використовувати методи математичного моделювання, які були успішно використані для дослідження параметричних характеристик регенераторів скловарних печей, які працюють в подібних температурних умовах [7].

Мета роботи полягає у науковому обґрунтуванні і розробці методологічних засад стосовно використання методів математичного моделювання процесів нестационарного теплообміну в теплоакуючих насадках регенераторів коксових печей.

Викладення основного матеріалу дослідження

Високотемпературні теплотехнологічні системи і установки широко використовуються в коксохімічному виробництві, де найбільш енергоємними агрегатами є коксові печі. Найбільш загальне уявлення щодо роботи високотемпературної теплотехнологічної установки дає її структурна схема, в якій відображаються основні зони реактора і установки та існуючі технологічні зв'язки між ними (рис. 1).

На рис. 1 прийняті такі позначки: ВД – вода; ХОВ – хімічована вода; ДГ – димові гази; КГ – коксовий газ; ПГС – парогазова суміш; ІТ – інертний теплоносіє; ПП – перегріта пара; П(ВШ) – паливо (вугільна шихта); К – кокс; ГК – гарячий кокс; ПВ – повітря.

Головним елементом ВТУ є теплотехнологічний реактор (кокова батарея), в робочій зоні якого реалізуються основні етапи технологічного процесу виробництва коксу. У зону технологічної обробки реактора подається технологічна сировина – вугілля, що коксується. Із регенератора в окрему камеру горіння кокової печі підводять компоненти горіння (паливо та повітря горіння), що використовуються для генерації теплоти, та забезпечує необхідну зміну теплового стану вихідних технологічних матеріалів. Технологією передбачається охолодження гарячого коксу в пристроях додаткового тепловикористання. В залеж-

ності від калорійності опалювального газу можуть використовуватися пара регенераторів для підігріву повітря горіння або дві пари регенераторів для підігріву як повітря горіння, так й низькокалорійного газу за рахунок використання теплового потенціалу димових газів, що відходять з камери горіння коксової батареї з високою температурою.

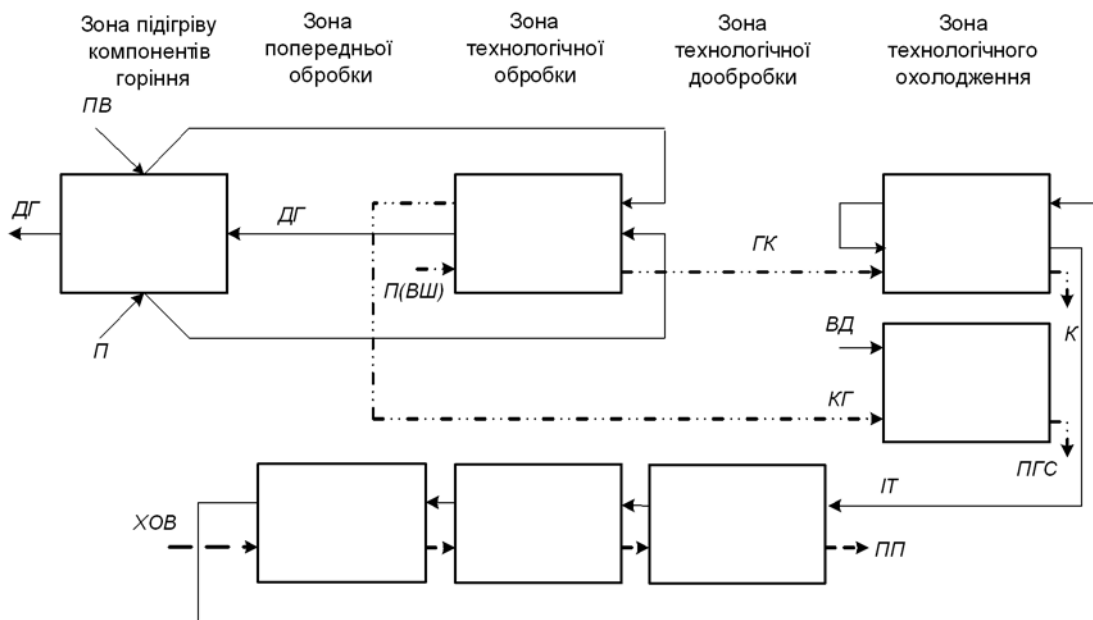


Рис. 1. Узагальнена теплова схема ВТУ коксохімічного виробництва

Коксова піч, як теплотехнічний агрегат, складається з прямокутної камери, де відбувається технологічний процес коксування вугілля, опалювальних простінок, де згоряє опалювальний газ та регенераторів для утилізації теплоти димових газів, що відходять. Піч може мати, як показано на рис. 2, дві пари регенераторів для підігріву опалювального газу та повітря горіння за рахунок теплоти димових газів, що відходять з агрегату.

В залежності від виду палива і конструктивних особливостей печей в регенераторах нагрівається тільки повітря горіння або повітря горіння і низькокалорійне паливо.

Схеми руху газів в опалювальній системі, незважаючи на розходження в конструкціях коксових печей, мають наступні загальні закономірності. Повітря горіння надходить через отвори в газоповітряних клапанах у насадку регенератора, проходить у ньому знизу нагору, нагріваючись при цьому до температури 1100 – 1150 °С. Далі повітря поступає через сполучені канали у вертикальні опалювальні канали, де відбувається змішування його з газом. Коксовий газ підводиться із газорозподільного каналу у печах з бічним підведенням опалювального газу або через дюзові канали в печах з нижнім підведенням коксового газу. Доменний газ підводять по сполучному каналі (косому хо-

ду) з регенератора. В опалювальних вертикальних каналах газу, змішуючись із повітрям, згоряють, а продукти горіння нагрівають вугілля, яке коксується [2].

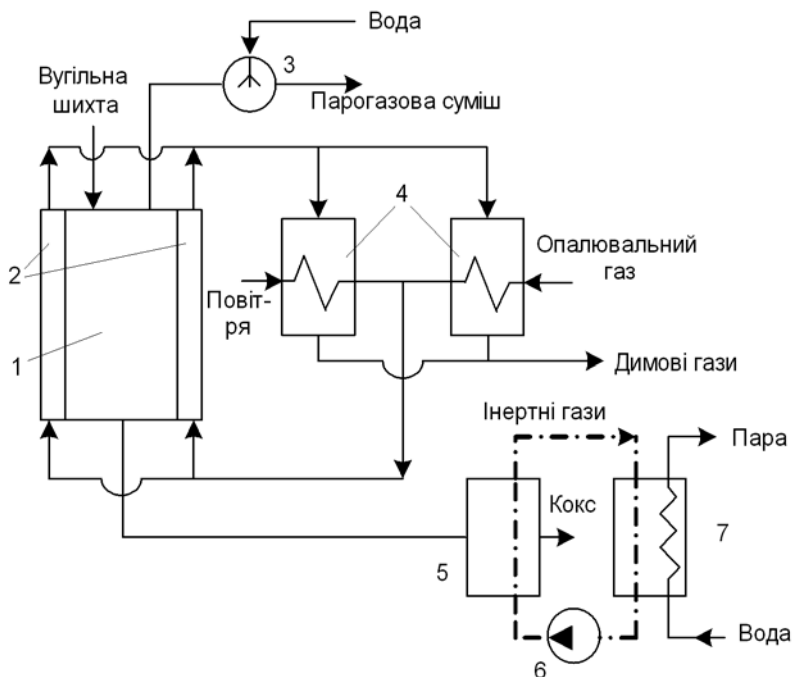


Рис. 2. Спрощена технологічна схема печі для виробництва коксу:
1 – камера коксування; 2 – обігрівальні простінки; 3 – збірник сирого
кокового газу; 4 – регенератори; 5 – камера сухого гасіння коксу;
6 – циркуляційна газодувка; 7 – котел-утилізатор

Насадкові камери регенераторів коксових печей мають прямокутну форму. Насадка регенераторів коксових печей викладається з вогнетривкої фасонної цегли з товщиною стінки 17 – 20 мм. У цеглині розташовані канали розміром $0,018 \times 0,1$ або $0,022 \times 0,107$ м. Для збільшення поверхні нагріву в нижній частині цегли та збоку виконані спеціальні виїмки, за рахунок чого поліпшується інтенсивність теплообміну в насадках. Окрім того, горизонтальні проходи сприяють рівномірному розподілу газів по перерізу насадкової камери регенератора.

Швидкість теплоносіїв у каналах насадки становлять 0,1 – 0,3 м/с. У цьому інтервалі швидкостей робота фасонної тонкостінної насадки майже не досліджувалася. Відзначимо, що регенератори коксових печей мають ряд істотних конструктивних особливостей, які обумовлені призначенням і характеристикою основних технологічних агрегатів. Насадка регенераторів в процесі експлуатації працює при циклічному переключенні регенератора з режиму нагрівання на режим охолодження.

Використання відомих методів розрахунку регенераторів базується на ряді припущень, які значно спрощують рішення складної задачі, але не враховують ряд факторів. Дана робота присвячена ство-

ренню уточненої методики розрахунку регенераторів коксових печей, що враховувала би їх конструктивні і технологічні особливості. Для цього було використано позитивний досвід досліджень, пов'язаних з математичним моделюванням теплообмінних процесів для регенераторів скловарних печей, та створенням дослідницьких програмних продуктів [8].

Автором розроблено алгоритм для розрахунку нестационарних температурних полів насадки і теплоносіїв з урахуванням конструктивних та експлуатаційних особливостей печей коксового виробництва. Для інженерної практики найбільший інтерес для розрахунку регенераторів представляють розподіл температур по висоті насадки і зміна температури теплоносіїв у каналах у циклі нагрівання-охолодження. Це дозволяє використати одновимірний спосіб описання і розрахунку теплообміну у каналах насадки при умові течії теплоносія зі сталими по перерізу каналу швидкістю і температурою, які можуть змінюватися лише у одному вимірі по довжині каналу насадки. У цьому випадку диференціальне рівняння теплопровідності з граничними умовами третього роду

$\alpha(x, \tau, t_{\text{ст}})(t_{\text{ст}} - t) = \lambda(t) \frac{\partial t}{\partial x}$ може бути представлено у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] = c(t) \rho(t) \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (1)$$

Для регенератора коксової печі створено алгоритм розрахунку нестационарного поля температур насадки і теплоносіїв (газу або повітря) по висоті теплообмінника з використанням кінцево-різницевого методу елементарних теплових балансів. Розподіл температур по висоті насадки та значення величин теплового потоку визначався за допомогою рівнянь Ньютона-Ріхмана та Фур'є. Розрахунковим елементом був обраний вертикальний канал, утворений насадкою з кроком по висоті Δx , який створено по осям симетрії перерізу насадки. Було складено і вирішено систему енергобалансу для всіх розрахункових елементів $i = 1, 2, 3, \dots, n$ для кожного часового кроку j з інтервалом $\Delta \tau$ відповідно при заданій тривалості періодів нагрівання τ_1 і охолодження τ_2 вогнетривкої насадки:

$$\sum_{i=1}^n Q_{i,j}^k = \Delta I_i. \quad (2)$$

Ліва частина рівняння (2) є сумою теплових потоків $Q_{i,j}^k$ через усі поверхні обраного розрахункового елемента, а права частина характеризує зміну тепловмісту матеріалу насадки розрахункового елемента. Значення температури розрахункових елементів насадки по висоті для кожного кроку у часі знаходиться як:

$$t_{i,j+1} = t_{i,j} + A_1 \cdot [t_{i,j}^r - t_{i,j}] + A_2 \cdot [t_{i,j}^r - t_{i,j}] + A_3 \cdot [t_{i,j} - t_{i+1,j}]. \quad (3)$$

Температура димових газів у період нагрівання насадки визначається з рівняння теплового балансу:

$$t_{i+1,j}^r = t_{i,j}^r - B_i [t_{i,j} - t_{i,j-1}], \quad (4)$$

а температура повітря, що нагрівається, розраховується за формулою:

$$t_{i-1,j}^n = t_{i,j}^n + D_i \cdot [t_{i,j-1}^n - t_{i,j}]. \quad (5)$$

При цьому на кожному кроці для розрахунків використовувалися допоміжні коефіцієнти A_i, B_i, D_i , що враховують геометричні характеристики розрахункового елемента заданої висоти, зміну теплофізичних властивостей матеріалу і теплоносіїв, умови теплообміну між теплоносіями та поверхнею каналів.

Основним блоком обчислювального комплексу є блок визначення коефіцієнтів складного теплообміну в теплоакумуючих елементах насадки. В розрахунках регенератів коксових печей при використанні в насадці фасонної цегли значення коефіцієнтів конвективного теплообміну α_k знаходили за формулою [3]:

$$\alpha_k = (0,1185 + 0,2471 \cdot W / d^{0,6}) \cdot T_r^{0,25}, \quad (6)$$

де W – швидкість руху теплоносіїв в каналах насадки, м/с; d – гідравлічний діаметр, м; T_r – температура газів в насадці, К.

Значення коефіцієнту тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{пр}$ в каналах можна отримати, застосувавши методику, розроблену Елгеті, яка використана в роботі [9], за формулою:

$$\alpha_{пр} = 5,67 \cdot \left[\bar{\varepsilon}_r \cdot \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \bar{a}_r \cdot \left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 \right] / (T_r - T_{ст}). \quad (7)$$

У формулі (7) $\bar{\varepsilon}_r$ та $\bar{a}_r$ характеризують поглинальну здатність газу з урахуванням додаткового відбиття і поглинання стінкою. Для цього слід розрахувати еквівалентну товщину випромінюючого шару $L'_{эф} = L / \varepsilon_{ст}^{0,85}$ ($\varepsilon_{ст}$ – поглинальна здатність стінки, L – ефективна довжина променів). За відомими величинам температур газу T_r , стінки $T_{ст}$, а також добутку парціального тиску та еквівалентної товщини випромінюючого шару $pL'_{эф}$ розраховують поглинальну здатність ε' . Остаточне значення визначають за формулою $\bar{\varepsilon} = \varepsilon_{ст} \cdot \varepsilon'$. Аналогічно можна знайти й величину $\bar{a}_r$. Наведений коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{нав}$, у якому враховувався вплив зміни температури газу та поверхні насадки безпосередньо після зміни режиму роботи регенератору, визначається за формулами:

$$\alpha_{\text{нав}} = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{пр}}) / [1 + \text{Bi} \cdot (1/6 - 1/180 \cdot R)] \quad \text{для } R < 10;$$

$$\alpha_{\text{нав}} = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{пр}}) / \left[1 + \text{Bi} \cdot \left(\frac{0,357}{\sqrt{0,3 - R}} \right) \right] \quad \text{для } R > 10, \quad (8)$$

де Bi – число Біо; коефіцієнт $R = \frac{b^2}{2a} \left(\frac{1}{\tau_1} + \frac{1}{\tau_2} \right)$. Тут b – товщина стінки елемента насадки, м; a – коефіцієнт температуропровідності насадки, $\text{м}^2/\text{с}$.

У роботах [7, 8] описані характерні особливості реалізації математичної моделі регенератора. Перевірка збіжності чисельного рішення виконувалась шляхом порівняння різниці кількості акумульованої насадкою регенератора теплоти в поточному та попередньому розрахункових циклах.

Основними результатами розрахунку регенератора є інформація про зміну температурного стану акумулюючої насадки регенератора в циклі нагрів-охолодження, значення про динаміку зміни температур димових газів і повітря по висоті насадки в процесі роботи регенератора, дані про інтенсивність теплообміну конвекцією та випромінюванням. Деякі результати моделювання роботи регенеративного теплообмінника коксової печі представлено на рис. 3 і в табл. 1.

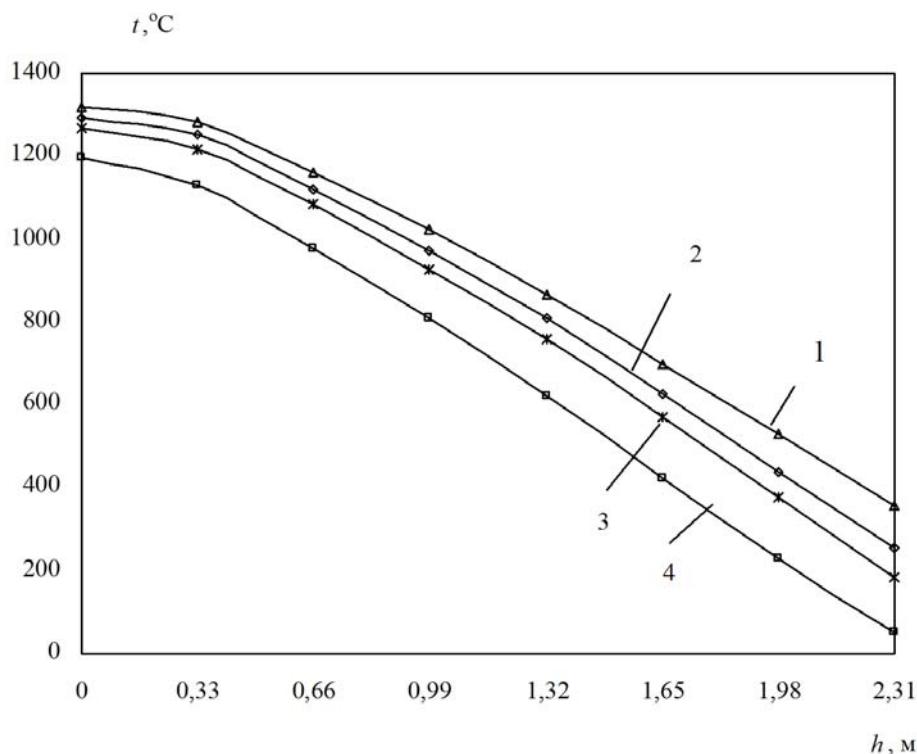


Рис. 3. Розподіл температур по висоті регенератора коксової печі в циклі нагрів-охолодження: 1, 2 – димових газів та насадки наприкінці періоду нагріву; 3, 4 – температури повітря, що гріється, та насадки в період охолодження

Розрахунки проводилися при наступних умовах: кількість димових газів на один регенератор $V_r = 0,348 \text{ м}^3/\text{с}$; кількість повітря, що нагрівається $V_{\text{пов}} = 0,306 \text{ м}^3/\text{с}$; тривалість періодів нагріву і охолодження $\tau = 1200 \text{ с}$; температура димових газів на вході в регенератор $t_r = 1320 \text{ }^\circ\text{C}$; температура холодного повітря на вході в насадку регенератора $t_{\text{пов}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Насадка – фасонна цегла з поверхнею нагріву $0,488 \text{ м}^2$. Висота насадки – 2,31 м. Швидкість димових газів складає $W_r = 0,122 \text{ м/с}$, повітря – $W_{\text{пов}} = 0,107 \text{ м/с}$. Температура повітря на вході – $50 \text{ }^\circ\text{C}$.

Таблиця 1

Теплотехнічні показники роботи регенератора коксової печі

Тем-ра димових газів на вході, $t'_r, \text{ }^\circ\text{C}$	Тем-ра газів на виході наприкінці циклу, $t''_r, \text{ }^\circ\text{C}$	Середня тем-ра димових газів за цикл, $\bar{t}_r, \text{ }^\circ\text{C}$	Тем-ра повітря на виході наприкінці циклу, $t''_{\text{пов}}, \text{ }^\circ\text{C}$	Середня тем-ра повітря за цикл, $\bar{t}_{\text{пов}}, \text{ }^\circ\text{C}$	Кількість теплоти, що передається за цикл, $Q_{\text{пов}}, \text{ МДж}$
1320	375	326	1196	1212	6143

Результати моделювання регенератора коксової печі при заданих параметрах дають повне уявлення про теплові режими, включаючи розподіл температур в насадці та теплоносіїв, зміну їх за цикл, кількість теплоти, що передається в регенераторі, тощо. Отримані дані можуть бути використані в системах автоматичного управління, при виборі енергоефективних режимів роботи регенераторів, оптимізації їх параметричних характеристик.

Висновки

Таким чином, обґрунтовано використання методів математичного моделювання для проведення досліджень процесів теплообміну в теплоакumuлюючих елементах насадки регенераторів печей коксохімічного виробництва

Розроблено математичну модель для розрахунків процесів нестационарного теплообміну в регенераторах насадок коксових печей з урахуванням їх конструктивних і експлуатаційних характеристик, отримано розрахункові дані, які можна використовувати для діагностики та вибору ефективних режимів роботи регенераторів.

Список літератури

1. Стратегія енергозбереження в Україні: аналітично-довідкові матеріали в 2-х т. / За ред. В. А. Жовтянського, М. М. Кулика,

Б. С. Стогнія. — К. : Академперіодика, 2006. — Т. 1 : Загальні засади енергозбереження. — 510 с.

2. Кауфман А. А. Технология коксохимического производства / А. А. Кауфман, Г. Д. Харлампович. — Екатеринбург: ВУХИН-НКА, 2004. — 287 с.

3. Расчеты коксовых печей и процессов коксования с применением ЭВМ // [И. В. Вирозуб, Н. С. Ивницкая, Р. Е. Лейбович и др.]. — К. : Вища школа, 1989. — 304 с.

4. Ключников А. Д. Энергетика теплотехнологии и вопросы энергосбережения / А. Д. Ключников. — М. : Энергоатомиздат, 1986. — 128 с.

5. Гребенюк А. Ф. О методах расчета регенераторов коксовых печей / А. Ф. Гребенюк, Д. А. Коваленко // Угলেখимический журнал. — 2007. — № 1 — 2. — С. 56 — 60.

6. Васильев Ю. С. К вопросу тепловой работы насадки регенераторов коксовых печей / Ю. С. Васильев // Кокс и химия. — 1967. — № 1. — С. 18 — 25.

7. Кошельник А. В. Математическая модель многокамерных регенераторов плавильных агрегатов / А. В. Кошельник // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2007. — № ½ (25). — С. 51 — 54.

8. Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве : монография / [Л. Л. Товажнянский, В. М. Кошельник, В. В. Соловей, А. В. Кошельник]. — Х. : НТУ «ХПИ», 2008. — 628 с.

9. Кошельник О. В. Особливості розрахунків процесів складного теплообміну в регенеративних теплообмінниках з нерухомою вогнетривкою насадкою нагрівальних і плавильних печей / О. В. Кошельник // Промышленная теплотехника. — Т. 30, № 3. — 2008. — С. 33 — 40.

Рукопис надійшов 19.01.2012 р.

УДК 537.566

Куманев С.А. – ассистент, ГВУЗ «УГХТУ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОВОДИМОСТИ ПЛАМЕНИ ПРИ ДИФФУЗИОННОМ СЖИГАНИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Проведены исследования эффекта ионизации при сжигании природного газа. Изучено влияние на величину ионизации таких факторов, как диаметра электродов зондов, конструкция электродов, точки сбора данных, соотношение топливо-окислитель. Определены основные условия для получения стабильных результатов при измерении степени ионизации факела.

Ключевые слова: горение; проводимость пламени.

Введение

Анализ литературных данных ионизационной теории горения [1 – 4] позволяет выделить следующие основные положения.

1. Начало процесса горения характеризуется массовым выбросом подвижных заряженных частиц – электронов, и образованием электронного ветра.

2. Все вещества и элементы, участвующие в горении, имеют разные потенциалы ионизации и затраты энергии по выходу электронов.

3. Причины, вызывающие ионизацию за счет: излучения; столкновения молекул реагирующих веществ; «бомбардировки» нейтральных молекул электронами; фотоионизация.

4. Процесс ионизации идет с поглощением энергии.

Из этой теории на практике в современных горелочных устройствах используется только первый пункт, то есть ионизационные датчики служат как средство контроля наличия пламени, хотя можно предположить, что их можно использовать для нужд управления (оптимизации) процессов горения.

Концентрация заряженных частиц зависит от различных факторов. Для исследования возможности использования ионизации в качестве показателя качества сжигания топлива, необходимо изучить влияние таких факторов: соотношения топливо-окислитель, диаметра и конструкции электродов, точек отбора информации.

Изучение влияния диаметра электродов на результаты измерения электрических параметров факела

Выбор диаметра электрода для исследования ионизации пламени определялся на основании измерения проводимости пламени одно-электродным зондом. Ввиду того, что ток, протекающий через пламя мал, то он определялся по падению напряжения на сопротивлении 3 МОм вольтметром, имеющим внутреннее сопротивление 10 МОм. Сжигание топлива проводилось без принудительной подачи окислителя. В качестве зонда использовались электроды из нержавеющей стали.

Результаты исследований диаметра электродов представлены на рис. 1.

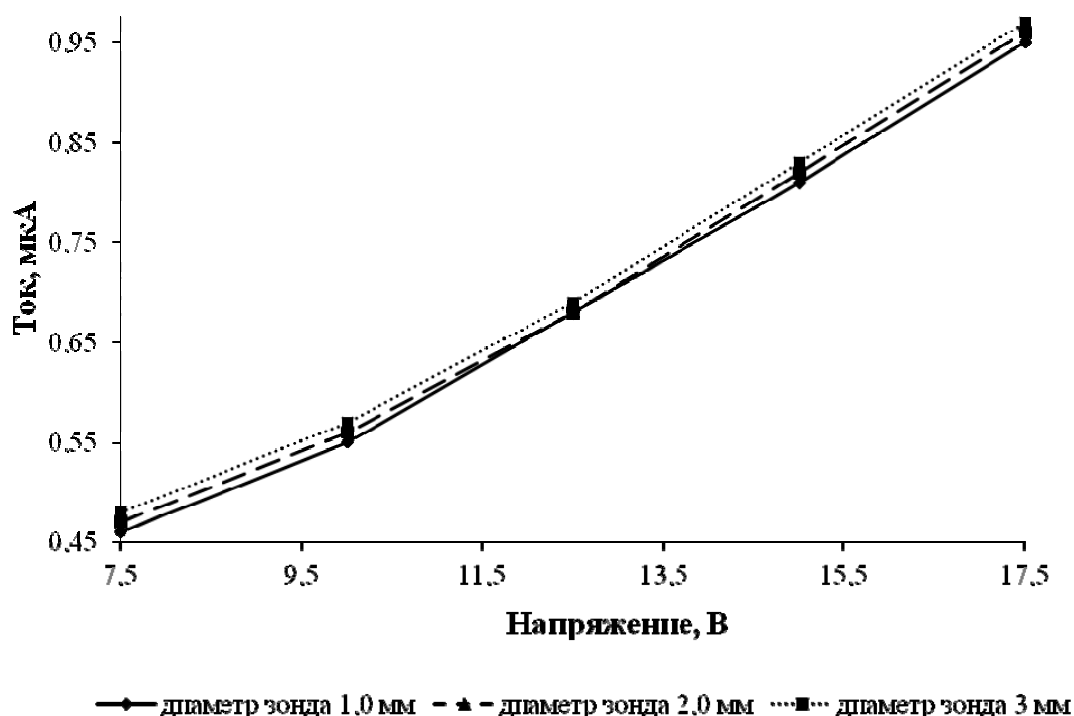


Рис. 1. Зависимость тока через пламя от приложенного напряжения для зондов различного диаметра

Анализ полученных результатов показывает, что зависимость протекающего тока через пламя факела от приложенного напряжения является линейной и угол наклона вольтамперной характеристики пламени практически не зависит от диаметра электрода. Однако при постоянном приложенном напряжении с увеличением диаметра электрода зонда ток возрастает в связи с увеличением площади поверхности зонда. В связи с этим в дальнейшем желательно использовать электрод с максимально большим диаметром электрода, не вносящим возмущений в пламя.

Изучение влияния точек отбора информации

Влияние точек отбора информации определялось с помощью одно- и двухэлектродного зондов с электродами из нержавеющей стали. Формы испытываемых электродов приведены на рис. 2.

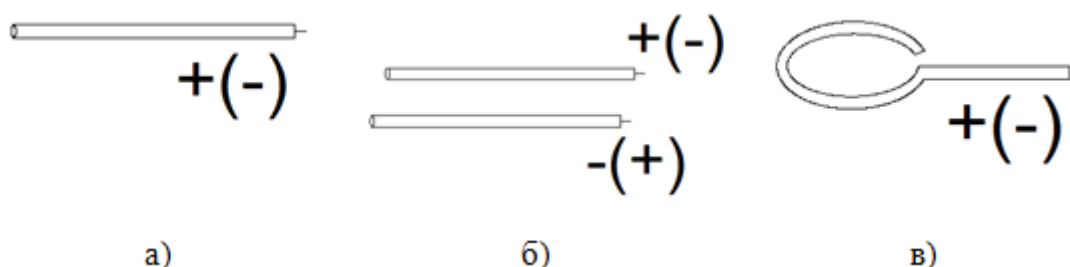


Рис. 2. Конструкции зондов: а) одноэлектродный простой зонд; б) двухэлектродный зонд; в) одноэлектродный зонд

На рис. 3 приведена вольтамперная характеристика проводимости пламени факела при измерении двухэлектродным зондом для различных расстояний между электродами (2,0; 4,0 и 6,0 мм) на оси пламени. Можно сделать вывод, что при увеличении расстояния между электродами ток уменьшается.

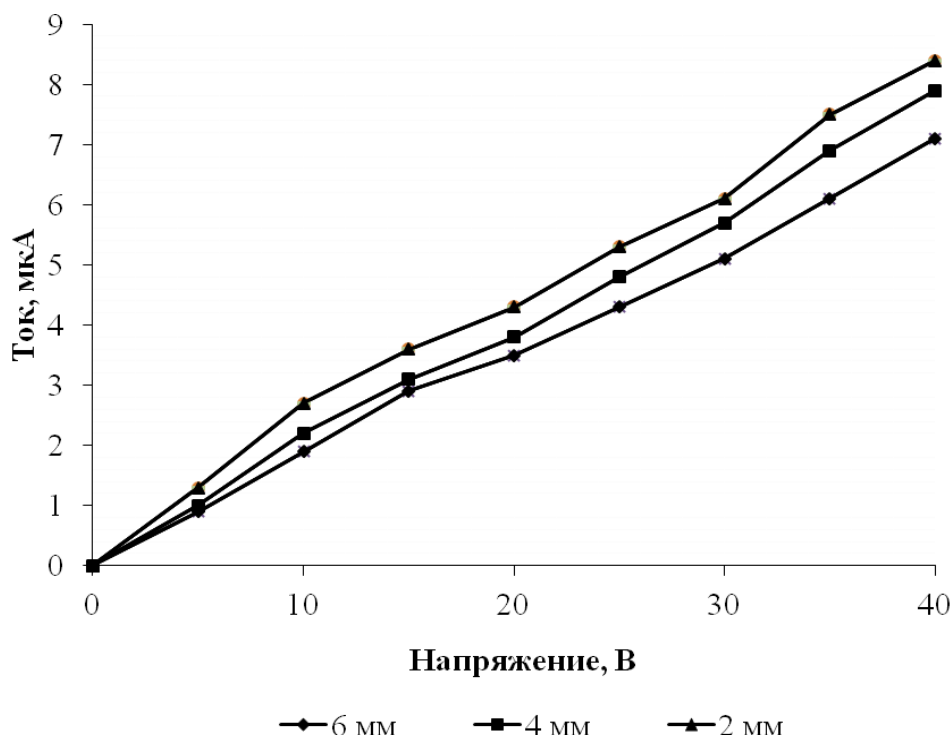


Рис. 3. Вольтамперная характеристика пламени при измерении двухэлектродным зондом с различными расстояниями между зондами

Также было проведено измерение ЭДС по высоте факела для одноэлектродного зонда. Результаты измерений приведены на рис. 4. Высота выражена относительной величиной $H_{\text{отн}}$, равной отношению измеряемой высоты к видимой высоте пламени.

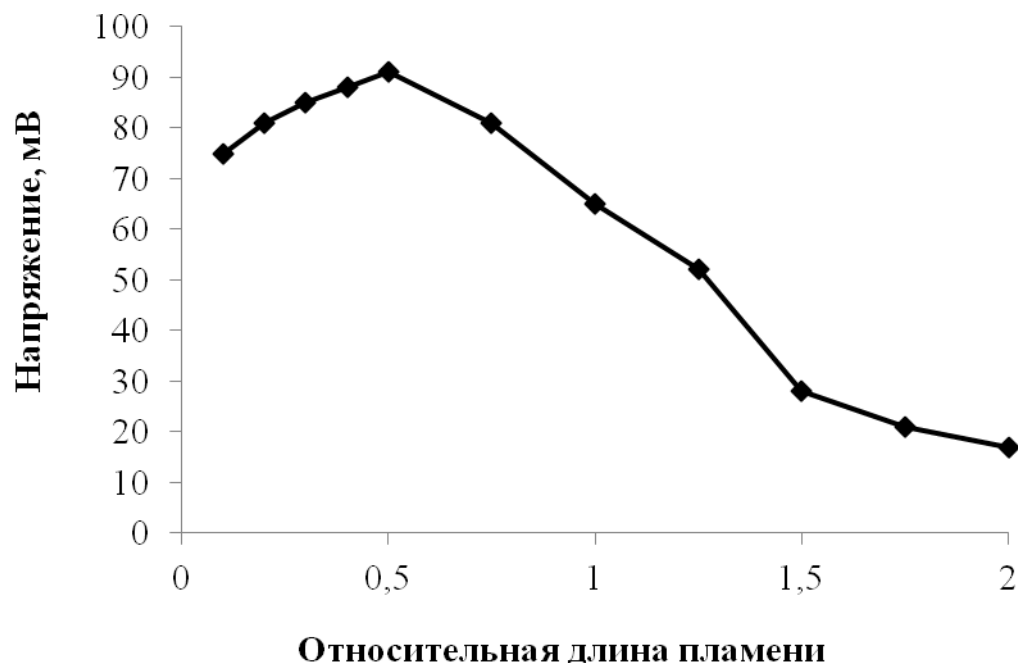


Рис. 4. Зависимость изменения ЭДС по высоте факела

Анализ полученных зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

- а) на расстоянии, большем половины видимого пламени, проводимость по высоте пламени практически не меняется;
- б) форма электрода оказывает существенное влияние на степень увеличения проводимости.

Из приведенного выше следует, что для получения стабильных значений проходящего через пламя тока необходимо использовать одноэлектродный простой зонд и устанавливать его на оси пламени на расстоянии до половины видимого факела.

Исследование зависимости степени ионизации пламени от соотношения газ-воздух

Из литературных источников [1 – 3] известно, что при сжигании топлива ионизационные процессы в пламени проявляются с различной степенью в зависимости от интенсивности протекания реакции горения, которая в свою очередь зависит от количества окислителя в зоне горения топлива. В связи с этим была произведена оценка влияния соотношения газ-воздух на степень ионизации пламени.

При проведении исследований осуществлялось изменение соотношения топливо/окислитель и производился контроль степени ионизации пламени путем измерения его ЭДС.

Коэффициент соотношения определялся расчетным путем по формуле:

$$\alpha = \frac{Q_B}{Q_G} \cdot L,$$

где α – коэффициент расхода воздуха; Q_B , Q_G – соответственно расход воздуха и газа, м³/ч; L – теоретический расход воздуха.

По осредненным результатам измерений построен график зависимости степени ионизации пламени от соотношения топливо-воздух, приведенный на рис. 5.

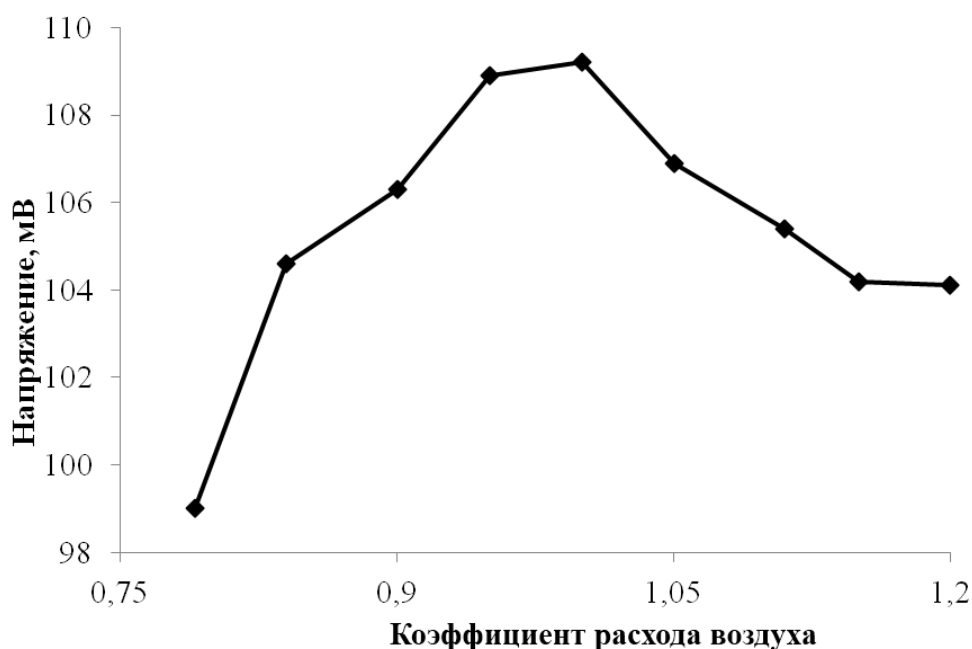


Рис. 5. Зависимость значения ЭДС факела от коэффициента расхода воздуха

Анализ результатов исследований показал наличие максимума степени ионизации пламени при достижении соотношения топлива/окислитель, близких 1.

Выводы

Таким образом, на основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Исследование влияния диаметра и конструкций электродов на показания ионизации пламени показали, что для получения стабиль-

ных значений проходящего через пламя тока необходимо использовать одноэлектродный простой зонд.

2. Исследование влияния точек отбора информации показали, что наилучшим местом замера ионного тока пламени является ось пламени на расстоянии до половины видимого факела

3. Исследования зависимости степени ионизации пламени от соотношения топливо/окислитель показали, что максимальный выходной сигнал устройства контроля степени ионизации пламени соответствует оптимальному коэффициенту расхода воздуха, обеспечивающему полное сжигание топлива с минимальным избытком воздуха. Следовательно, максимальная степень ионизации пламени, соответствующая максимуму выходного сигнала устройства, является критерием оптимального сжигания топлива.

4. Результаты проведенных исследований могут быть использованы при создании систем контроля и автоматического управления оптимальным сжиганием газообразного топлива в нагревательных агрегатах.

Список литературы

1. Теория топочных процессов / Под ред. Г. Ф. Кнорре, И. И. Палеева. – М. : Энергия, 1966. – 342 с.
2. Степанов Е. М., Дьячков Б. Г. Ионизация в пламени и электрическое поле. – М. : Металлургия, 1968. – 312 с.
3. Лаутон Дж., Вайнберг Ф. Электрические аспекты горения. – М. : Энергия, 1976. – 296 с.

Рукопись поступила 27.04.2012 г.

УДК 536.7, 532.5

Лівітан М.В. — к.т.н., доц., Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Ніколаєнко Б.В. — студент, НМетАУ

Губинський М.В. — д.т.н., проф., НМетАУ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ В РІДИНАХ, ЩО ПЕРЕГРІВАЮТЬСЯ

Показано, що з підвищенням тиску в рідині в процесі кипіння підвищується можливий поріг щільності теплового потоку та коефіцієнту тепловіддачі. Побудовано відповідні графічні залежності – криві кипіння. Запропоновано шляхи інтенсифікації теплообміну в процесі кипіння: періодичний перегрів рідини за рахунок зміни тиску та її закипання в полі відцентрових сил. Для кипіння рідини в полі відцентрових сил наведено результати розрахунків розподілення тиску в шарі рідини в залежності від кутової швидкості обертання, описано особливості пароутворення та виникнення і розвитку вторинних течій.

Ключові слова: кипіння; теплообмін; тепловіддача; щільність теплового потоку; перегрів рідини; відцентрові сили; вторинні течії.

Вступ

Процеси кипіння мають широку розповсюдженість у сучасній промисловості і техніці. Значної актуальності в світлі світових тенденцій до енергозбереження набувають питання підвищення ефективності та інтенсифікації енергетичних процесів, ведуться розробки в напрямку зниження питомих витрат ресурсів і мінімізації втрат.

Основним напрямком дослідження кипіння є пошук можливостей інтенсифікувати теплообмін, що є достатньо непростим завданням і потребує глибокого аналізу, адже процес цей дуже складний, включає в собі велику кількість аспектів, більшість з яких і на сьогоднішній день залишається маловивченою, або і зовсім не вивченою, а лівова частка залежностей, якими описують кипіння, є нічим іншим, як емпіричними формулами, які можуть претендувати лише на відносну адекватність явищам, що протікають при кипінні, та обмежену в рамках експериментально змінюваних параметрів точність.

Перш ніж говорити про можливість інтенсифікації теплообміну при кипінні, виділимо деякі чинники, які впливають на нього та вже достатньо вивчені: геометричні показники ємностей, каналів або труб, шорсткість теплообмінної поверхні, температурний напір, режим руху

рідини та багато іншого. Значний вплив має і значення тиску рідини, при якому відбуваються процеси теплообміну та кипіння, що і буде детально розглянуто далі.

Вплив тиску на теплообмін при кипінні

При розрахунках значень коефіцієнту тепловіддачі для води при бульбашковому режимі кипіння згідно з М.А. Міхеєвим [1] можна застосовувати наступні емпіричні залежності, рекомендовані в діапазоні значень тиску $(1 - 40) \cdot 10^5$ Па:

$$\alpha = 3,14 \cdot q^{0,7} \cdot p^{0,15};$$

$$\alpha = 33,4 \cdot \Delta t^{2,33} \cdot p^{0,5},$$

де q – щільність теплового потоку, Вт/м²; p – тиск в рідині, бар; Δt – температурний напір, К; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м².

Дані формули показують, що зі збільшенням рівня тиску збільшуються і показники, за якими можна судити про інтенсифікацію теплообміну.

В.І. Толубинський в своїй роботі [2] співвідношення вигляду

$$\alpha = const \cdot q^m \cdot p^n$$

відносить до так званих гібридних – в яких автори спочатку намагаються отримати рішення на основі прийнятої ними теоретичної схеми, а потім, у зв'язку з невідповідністю результату дослідним даним, вносять емпіричні поправки, отримані підбором. Також автор відмічає, що вплив тиску має враховуватись зміною фізичних властивостей пари і рідини. Додатково ж, як самостійний фактор, значення тиску не має входити до рівняння подібності.

Важливу роль в аналізі інтенсивності процесу теплообміну при кипінні мають графічні залежності щільності теплового потоку і коефіцієнту тепловіддачі від значення температурного напору – так звані криві кипіння. В роботі [3] запропоновані методики для побудови таких кривих кипіння. В їх основі лежить теорія подібності. Це дає нам змогу побудувати і порівняти криві кипіння для різних значень тиску, при цьому враховуючи в розрахунках фізичні дані властивостей рідини і пари, на які впливає зміна тиску.

На рисунках 1, 2 наведені результати розрахунків, згідно запропонованої методики. Аналіз побудованих графіків дає можливість зробити висновок, що з підвищенням тиску криві кипіння змінюються в бік більш високих значень щільності теплового потоку і коефіцієнту тепловіддачі.

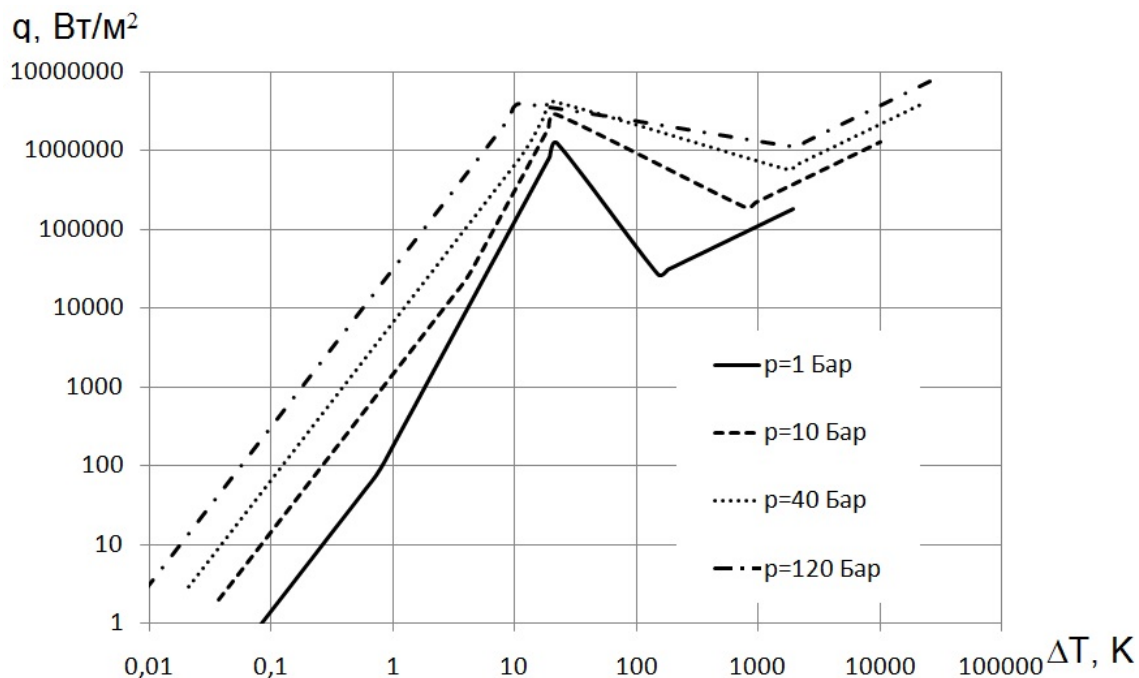


Рис. 1. Залежність $q = f(\Delta T)$ для різних значень тиску

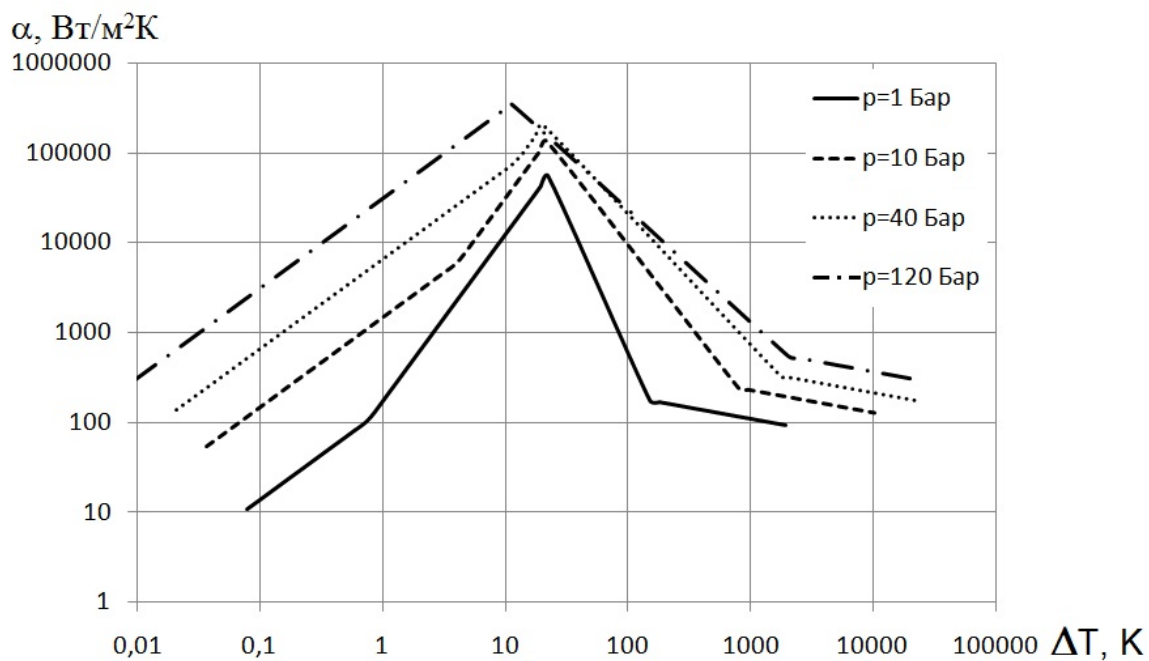


Рис. 2. Залежність $\alpha = f(\Delta T)$ для різних значень тиску

Слід зазначити, що крива кипіння відзначається різким зниженням показників інтенсивності теплообміну в зоні, що відповідає переходу від бульбашкового до плівкового режиму кипіння, та безпосередньо при плівковому режимі кипіння, виникнення яких пов'язане

з інтенсивним пароутворенням на тепловіддаючій поверхні. Внаслідок цього невеликі парові бульбашки об'єднуються у великі, які в свою чергу, зливаються в суцільну парову плівку, що вкриває поверхню теплообміну, розділяючи її з рідиною. Теплопередача ж через газоподібне середовище, в тому числі пару, як відомо, відзначається на порядок нижчою інтенсивністю теплообміну.

У зв'язку з вищевикладеним, логічно однозначним є висновок про небажаність переходу від бульбашкового до плівкового режиму кипіння, так як це призводить до різкого зниження інтенсивності підводу теплоти до рідини, що закипає, а також до несанкціонованого перегріву тепловіддаючих поверхонь та їх можливого аварійного руйнування. Якщо ж в процесі переходу до плівкового режиму кипіння тиск рідини підвищити, то це призведе до підвищення температури кипіння рідини, менш інтенсивного пароутворення на стінці і руйнування парової плівки, і, як наслідок, до покращення теплообміну.

Аналіз процесів кипіння в рідинах, що перегріваються

Спираючись на сказане вище запропоновано циклічний процес (Рис. 3) виробництва насиченої пари, в якому з метою інтенсифікації теплообміну теплота на першій стадії підводиться до рідини, що знаходиться під високим тиском, при цьому прояви кипіння мінімальні або відсутні. Після чого, з досягненням рідиною температури насичення – на другій фазі, тиск знижується, рідина стає перегрітою, що викликає об'ємне кипіння.

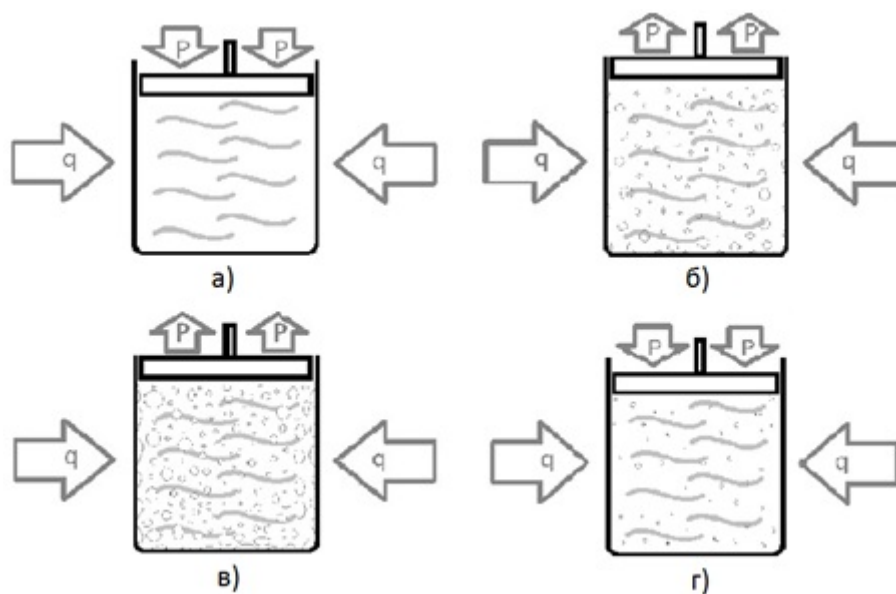


Рис. 3. Етапи циклічного процесу: а) нагрів рідини при підвищеному значенні тиску; б) зниження тиску; в) об'ємне кипіння; г) підвищення тиску

Розрахунки та розгляд відповідних графіків показали, що ту ж кількість теплоти, яку можна підвести до рідини при середньому значенні тиску 25 бар, змінюючи тиск від 40 до 10 бар, можна підвести за майже вдвічі коротший час, тобто значно інтенсифікувати теплообмінні процеси при пароутворенні, що дозволить в перспективі зменшити габарити та матеріалоємність парогенеруючих пристроїв.

Циклічність і пов'язані з нею періодичність та суттєва нестационарність процесу ускладнюють як математичне моделювання та розрахунки процесу, так і власне організацію його на практиці. Дещо негативно на теплообмін може впливати також зниження турбулізації в пристінних зонах на етапі нагріву, пов'язаної з відривом і рухом парових бульбашок.

З огляду на вищевикладене в роботі було розглянуто підхід, який дає можливість реалізації процесу в стаціонарному режимі і при цьому зберегти основну ідею – нагріву рідини під високим тиском з виключенням парової фази на поверхні теплообміну, та наступним її закипанням в об'ємі при зниженні тиску.

Таким процесом може бути кипіння рідини в полі відцентрових сил, що діють в напрямку від осі циліндричної ємності до її стінок. Цього можна досягти різними способами, наприклад, тангенціальним підводом води до ємності, закрутивши рідину лопатями або обертаючи ємність разом з рідиною.

Такі умови створюють розподілення тиску від найменшого значення на вільній поверхні закрученої рідини, яке відповідатиме зовнішньому тиску, до максимального – на внутрішній поверхні ємності, що визначатиметься кутовою швидкістю рідини, її густиною і відстанню до вільної поверхні. Для спрощення викладок розглядатимемо такий випадок, коли впливом сил тяжіння на форму вільної поверхні можна знехтувати, що може мати місце при достатньо великих значеннях кутової швидкості обертання, а ізобарні поверхні (в тому числі вільна поверхня рідини) будуть представлені концентричними циліндричними поверхнями.

Розподілення тиску за товщиною шару рідини буде підпорядковуватись параболічному закону[4]:

$$P = P_0 + \frac{\rho \omega^2}{2} (r^2 - r_0^2),$$

де P – значення тиску в даній циліндричній ізобарній поверхні рідини, Па; P_0 – значення зовнішнього тиску, Па; ρ – густина рідини, кг/м³; ω – кутова швидкість обертання рідини, рад/с; r – довільний радіус шару рідини, м; r_0 – радіус циліндричної вільної поверхні рідини, м.

Відповідно до зазначеного закону побудовані графіки (рис. 4) зміни тиску за товщиною шару рідини для декількох значень кутової

швидкості обертання рідини, які показують в якій мірі змінюється тиск в шарі рідини за напрямком від осі обертання, і якого максимального, за даних умов, тиску можна досягти на поверхні циліндричної ємності.

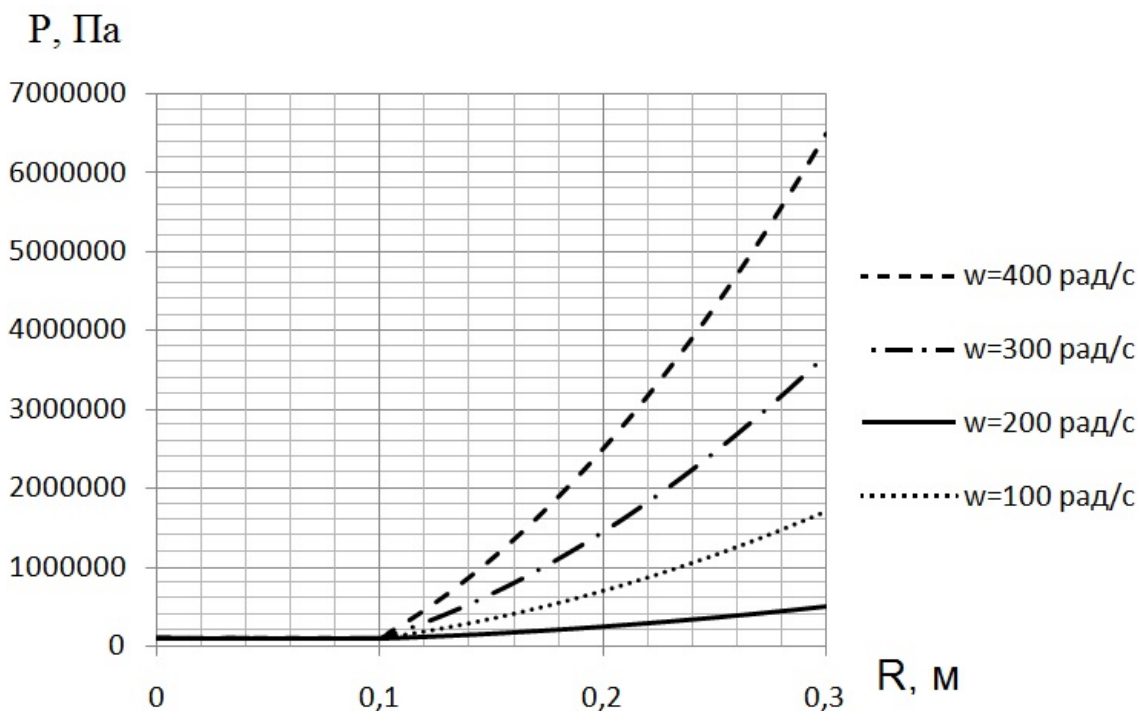


Рис. 4. Розподіл тиску в рідині під дією відцентрових сил

Як відомо, по мірі збільшення температури рідини зменшується її густина. Особливістю дії відцентрових сил є те, що в полі їх дії речовина з більшою густиною прагне рухатись від осі обертання, а з меншою — до осі. Завдяки цьому в рідині, що нагрівається в циліндричній ємності під дією відцентрових сил, створюються умови, коли нагрівшись біля поверхні теплообміну, вода спрямовуватиметься в бік осі ємності, що обертається, а менш нагріта вода рухатиметься до зовнішньої стінки ємності. Такий рух потоків рідини виникає, як хаотичний (рис. 5а), коли рідина в обох напрямках рухається за довільною траєкторією.

З часом відносно хаотичний рух мас рідини стабілізується, утворюючи так звані вторинні течії (рис. 5б), описані, наприклад, в монографії О.В. Митрофановою [5]. В нашому випадку такі течії будуть представлені вихорами за типом вихрових кілець з почерговою зміною напрямку обертання.

Якщо ж через стінку до рідини підводити достатню кількість теплоти для кипіння, то пароутворення виникне незвично не на поверхні теплообміну, а ближче до вільної поверхні. Це є наслідком розподілу тиску, через що значення критичного тиску досягається лише поблизу

вільної поверхні, а ближче до стінок це значення перевищує критичне, що не дає рідині закипіти. Автори Полякова Т. та ін. [6] відмічають, що у цьому випадку центром пароутворення є власне сам вихор.

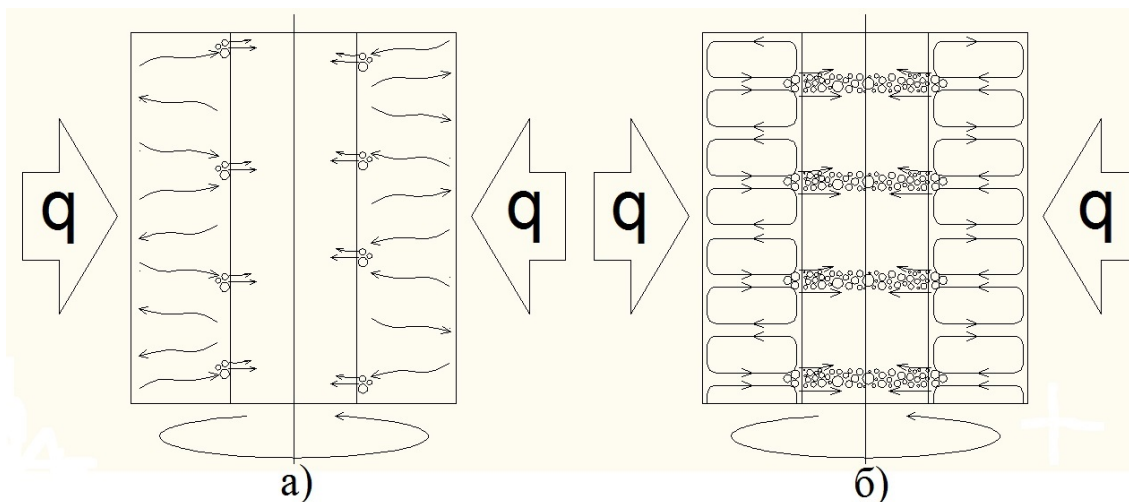


Рис. 5. Вторинні течії: а) хаотичні; б) стабілізовані.

Таким чином, вторинні потоки будуть представлені у вигляді по-чергово різнонаправлених вихорів, в яких вода, нагрівшись біля стінок ємності, рухатиметься в бік вільної поверхні, звідки, охолонувши, прагнучиме назад до стінки. При цьому вода, потрапляючи з зони підвищеного тиску до зони пониженого, опинятиметься в перегрітому стані, що викличе об'ємне пароутворення в селективних кільцевих поясах виходу перегрітої рідини до вільної поверхні.

Висновки

Показано, що з підвищенням тиску в рідині в процесі кипіння збільшується верхній можливий поріг щільності теплового потоку та коефіцієнту тепловіддачі. Розрахунки показали, що ту ж кількість теплоти, яку можна підвести до рідини при, наприклад, середньому значенні тиску 25 бар, періодично змінюючи тиск від 40 до 10 бар, можна підвести за майже вдвічі коротший час, що свідчить про можливість значно інтенсифікувати теплообмінні процеси при пароутворенні.

Для кипіння рідини в полі відцентрових сил наведено результати розрахунків розподілення тиску в шарі рідини в залежності від кутової швидкості обертання, описано особливості пароутворення та виникнення і розвитку вторинних течій.

Відносно циліндричної теплообмінної поверхні радіусом 0,3 м для шару рідини, товщиною 0,2 м при значеннях кутової швидкості обертання в інтервалі $\omega = 100 \div 400$ рад/с додатковий тиск рідини на

поверхні теплообміну складе $2,5 \div 65$ бар. Якщо прийняти величину тиску на вільній поверхні на рівні 1,0 бар, то відповідні температури кипіння на поверхні теплообміну складуть $130 \div 280$ °С.

Описаний вище процес дозволяє створити умови кипіння, коли теплота підводиться до рідини безпосередньо від стінки без будь-яких парогазових прошарків та до того ж з високими показниками турбулізації. Тим самим забезпечується інтенсифікація теплообміну, що дає змогу в перспективі зменшити габарити парогенеруючого та охолоджуючого обладнання, його матеріалоемність, знизити час протікання процесу пароутворення та зменшити питомі втрати енергії.

Список літератури

1. Михеев М. А. Основы теплопередачи. – М. : Госэнергоиздат, 1956. – 392 с.
2. Толубинский В. И. Теплообмен при кипении. – Киев : Наук. Думка, 1980. – 123 с.
3. Шаров Ю. И. Построение кривой кипения жидкости. – Новосибирск : НГТУ, 2002.
4. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М. : Машиностроение, 1982. – 33 с.
5. Митрофанова О. В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2010. – 30 – 37 с.
6. Полякова Т., Заблоцкий В., Цыганенко О. Пузыри и вихри в кипящей жидкости //Квант. – 1996. – № 4. – С. 42 – 44.

Рукопис надійшов 11.04.2012 р.

УДК 621.016:669.18

Лисняк Р.В. — инженер, ПАО «Днепровский меткомбинат», г. Днепродзержинск
Долгополов И.С. — к.т.н., доцент, Днепродзержинский государственный технический университет (ДГТУ)

Сигарев Е.Н. — к.т.н., доцент, ДГТУ

Косухина Е.С. — к.т.н., доцент, ДГТУ

Тучин В.Т. — инженер, ЧП «Днепровский завод минеральных удобрений», г. Днепродзержинск

ДИНАМИКА ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ФУТЕРОВКИ И ШЛАКОВОГО ГАРНИСАЖА ПРИ РАЗДУВЕ КОНЕЧНОГО ШЛАКА В КИСЛОРОДНОМ КОНВЕРТЕРЕ

Разработана математическая модель, позволяющая представить картину теплового состояния футеровки и шлакового гарнисажа, наносимого на её поверхность, при раздуве конечного сталеплавильного шлака с целью продления кампании кислородного конвертера.

Ключевые слова: кислородный конвертер; футеровка; шлак; раздув; гарнисаж; теплообмен.

Разработка и внедрение инновационных способов формирования защитного шлакового гарнисажа [1, 2] на поверхности футеровки кислородного конвертера путем раздува конечного шлака при одновременном ужесточении требований к экономии материальных и энергоресурсов повысили требования к точности расчета параметров организации процесса. Технической задачей при формировании гарнисажа на стенах конвертера является сохранение внутренней геометрии последнего за счет компенсации износа футеровки, что обеспечивается регулярным наращиванием на поверхности футеровки защитного слоя с бездефектной структурой в виде плотного покрытия, химически нейтрального по отношению к основной футеровке. К факторам, обеспечивающим успешное выполнение задачи, относят интенсивность течения по поверхности и кристаллизации нанесенного раздувкой струями нейтрального газа слоя шлака, определяемую теплоотводом от футеровки. В процессе нанесения шлакового гарнисажа протекают тепломассообменные процессы, представляющие интерес, как с технологической, так и с энергетической точек зрения.

При попадании на поверхность футеровки, имеющей к началу раздувки температуру 1350 – 1460 °С, контактный слой капель разду-

ваемого шлака кристаллизуется и формирует подложку для наращивания слоя гарнисажа. По мере прогрева поверхности огнеупора и уменьшения теплоотвода скорость роста гарнисажного слоя снижается и становится равной нулю в тот момент, когда подвод теплоты со стороны расплава к фронту кристаллизации становится равным отводу теплоты в слой. После этого начинается стадия расплавления гарнисажа, его толщина уменьшается [3].

Представляемая статья является частью работы, посвященной изучению тепловых процессов ошлакования футеровки.

Постановка задачи

Целью работы является описание динамики изменения температуры футеровки конвертера в период между окончанием выпуска стали до начала раздувки шлака и в слое шлакового покрытия на поверхности футеровки в период формирования гарнисажа.

Методика исследования

При рассмотрении динамики изменения температуры приняты следующие допущения: температура газа в полости конвертера постоянная $T_{c1} = \text{const}$; начальное распределение температур в футеровке конвертера имеет линейную зависимость; рабочий, промежуточный и арматурный слои выполнены из периклазоуглеродистого огнеупора; термическое сопротивление металлического корпуса конвертера в тепловом расчете многослойной стенки не учитывали; при расчете динамики температурного поля футеровки полость конвертера принята как абсолютно черное тело ($\epsilon = 1$), причем от поверхности рабочего слоя футеровки конвертера происходит симметричное переизлучение; температура азотных струй, которыми производят раздув шлака на выходе из сопел принята равной (-100°C).

А. Для определения начального распределения температур в конвертере исходили из следующих соображений. Определенная с использованием тепловизора [2] температура поверхности футеровки, состоящей из двух рабочих и арматурного слоя (рис. 1), после выпуска стали составляет, в среднем 1550°C , а средняя температура поверхности брони конвертера составляет 250°C . В период после выпуска стали (период «ожидания»), футеровка конвертера охлаждается естественным путем в окружающей среде. Задача определения температурного поля футеровки трансформируется в нестационарную не-симметричную задачу теплопроводности многослойной стенки (рис. 1).

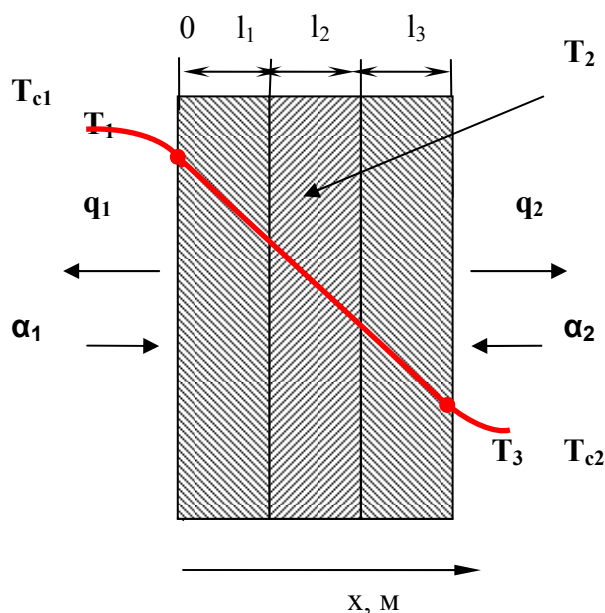


Рис. 1. К постановке несимметричной задачи теплопроводности многослойной стенки (футеровки конвертера):

T_1 – температура наружной поверхности рабочего слоя футеровки, °С; T_{c1} – температура среды, омывающей наружную поверхность рабочего слоя футеровки, °С; T_2 – температура 2-го рабочего слоя, °С; T_3 – температура наружной поверхности арматурного слоя футеровки, °С; T_{c2} – температура среды, омывающей наружную поверхность арматурного слоя футеровки, °С; q_1 – удельный тепловой поток от рабочей поверхности футеровки, Вт/м²; q_2 – удельный тепловой поток от поверхности наружного арматурного слоя футеровки (примыкающего к металлическому кожуху), Вт/м²; α_1 – коэффициент теплоотдачи в полости конвертера, Вт/(м²·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи с наружной стороны конвертера, Вт/(м²·К); l_1, l_2, l_3 – толщины огнеупорных блоков; x – текущая координата, м; τ – время, с.

Изменение температуры в многослойной стенке (рис. 1) определяли по выражению:

$$\frac{\partial T_i(x, \tau)}{\partial \tau} = a_i \frac{\partial^2 T_i(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad a_i = \frac{\lambda_i}{c_i \rho_i}, \quad i = 1, 2, 3. \quad (1)$$

Начальные условия:

$$\begin{aligned} T_1(x, 0) &= \Psi_1(x); \\ T_2(x, 0) &= \Psi_2(x); \\ T_3(x, 0) &= \Psi_3(x), \end{aligned} \quad (2)$$

где $\Psi_i = T_i - c \cdot x$; $c = \frac{T_1 - T_3}{\delta_0}$; $\delta_0 = l_1 + l_2 + l_3$.

Граничные условия для наружных поверхностей огнеупорных блоков:

$$\begin{cases} \lambda \frac{\partial T_1}{\partial x} \Big|_{x=0} = \alpha_1 (T_{c1} - T_1) \\ \lambda \frac{\partial T_3}{\partial x} \Big|_{x=\delta_0} = \alpha_2 (T_{c2} - T_3). \end{cases} \quad (3)$$

Граничные условия на поверхности соприкосновения огнеупорных блоков (условия сопряжения):

$$\begin{cases} T_1(l_1, \tau) = T_2(l_1, \tau); \\ T_2(l_2, \tau) = T_3(l_2, \tau); \\ \lambda_1 \frac{\partial T_1(l_1, \tau)}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2(l_1, \tau)}{\partial x}; \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2(l_2, \tau)}{\partial x} = \lambda_3 \frac{\partial T_3(l_2, \tau)}{\partial x}. \end{cases} \quad (4)$$

Данная задача решалась численно с применением метода конечных разностей по явной схеме [4].

Результаты численного моделирования температурного поля стенки футеровки в конце периода «ожидания» при различной ее толщине приведены на рис. 3. Продолжительность охлаждения стен футеровки составила в экспериментальном периоде $\tau_3 = 10$ минут, $T_{c1} \approx 1350$ °C, $T_{c2} = 25$ °C, α_1 и α_2 определялись по [5].

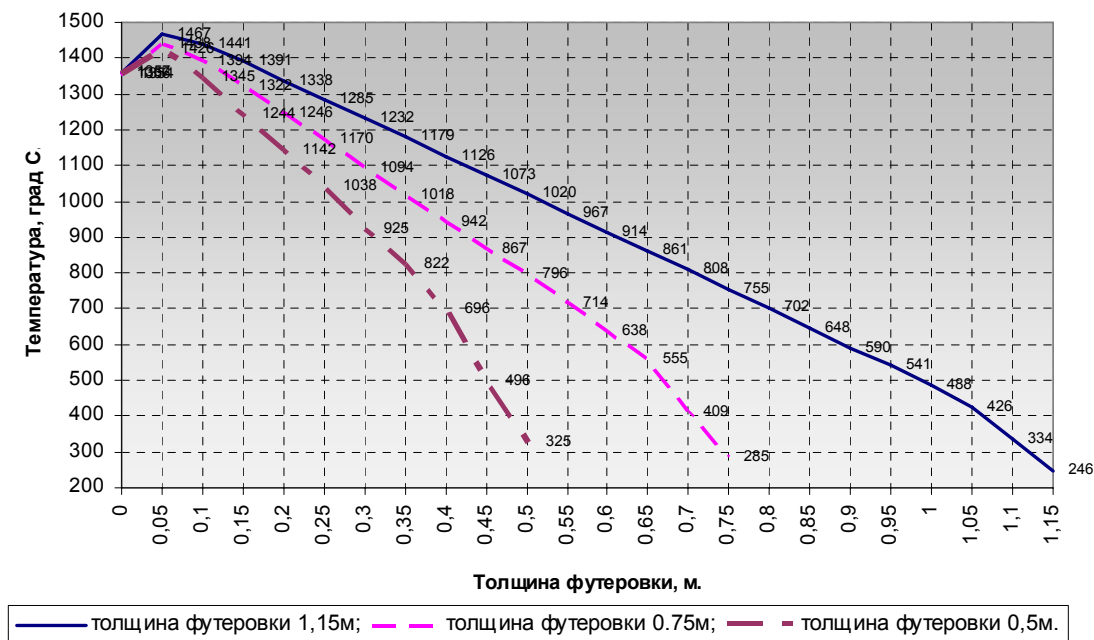


Рис. 3. Распределение температуры в футеровке кислородного конвертера при различной ее толщине в период «ожидания» ($\tau_3 = 10$ минут)

Таким образом, толщина футеровки оказывает заметное влияние на распределение температуры внутри футеровки и на температуру

наружной поверхности арматурного слоя (рис. 3), которая прилегает к броне конвертера. На температуре наружной поверхности рабочего слоя, изменение толщины футеровки в диапазоне (0,5 – 1,15) м практически не отражается, т.к. определяющим фактором в данном случае является температура среды в рабочей полости конвертера.

Б. Динамика изменения температурного поля на поверхности рабочего слоя футеровки конвертера взаимосвязана с изменением температуры наносимого при раздувке шлаковой ванны азотными струями слоя шлака.

Динамика изменения температуры шлаковой ванны в зоне контакта с азотной струей описывается с использованием решения [6] для случая охлаждения полуограниченного тела. Путем введения эмпирического коэффициента b , определенного на основании статистической обработки результатов измерений температуры жидкого шлака во время раздува, получено уравнение (5), которое описывает изменение температуры шлака в зоне контакта с азотной струей, учитывая разную высоту фурмы над шлаковой ванной при постоянной температуре газа $T_{\text{газ}}$ и переменном коэффициенте теплоотдачи α_3 , который определялся по [7]:

$$\frac{dT_{\text{шл}}}{d\tau} = \frac{\alpha_3}{2 \cdot \lambda} \cdot \sqrt{\frac{a}{\tau}} \cdot (T_{\text{газ}} - T_{\text{шл0}} \cdot b), \quad (5)$$

где $b = b(T_{\text{шл0}}, \tau)$, $\alpha_3 = \alpha_3(\tau)$ – коэффициент теплоотдачи от шлакового расплава к газовой струе, Вт/(м² К).

В. Изменение температуры капли шлака во время полета к поверхности футеровки описывается уравнением теплоотдачи:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha_4 (T_{\text{шл}} - T_c), \quad (6)$$

где T_c – температура газовой среды в полости конвертера, °С; $T_{\text{шл}}$ – температура капель шлака, выходящих из зоны контакта шлаковой ванны, °С; α_4 – коэффициент теплоотдачи от капель шлака к газовой среде внутри конвертера, Вт/(м² К).

Теплофизика процесса образования шлакового гарнисажа определяется уравнением теплопереноса с учетом процессов затвердевания (или плавления):

$$C_e(T) \rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = \bar{\nabla} \cdot (\lambda \bar{\nabla} T), \quad (7)$$

где $C_e(T)$ – эффективный коэффициент теплоемкости шлака, который в условиях допущения линейной зависимости количества затверделой субстанции от температуры, определяется по известной зависимости:

$$C_e(T) = \begin{cases} C_m & T < T_S, \\ C_{д.ф.} + \frac{Q}{T_L - T_S} & T_S \leq T \leq T_L, \\ C_{ж} & T_L < T, \end{cases} \quad (8)$$

где $C_{д.ф.}$ – теплоемкость двухфазной области шлака, Дж/(кг К); C_m – теплоемкость шлака в твердом состоянии, Дж/(кг К); $C_{ж}$ – теплоемкость шлака в жидком состоянии, Дж/(кг К); T – текущая температура капель шлака на поверхности нанесения, °С; T_L – температура ликвидус для шлака, °С; T_S – температура солидус для шлака, °С; Q – удельная теплота фазового перехода (затвердевания либо плавления) для шлака Дж/кг.

Решение данной задачи с учетом линейности набрызгивания шлака на стенку конвертора, а также равномерности по высоте футеровки, можно рассматривать в одномерном случае, т.е.

$$x_2(\tau) = \frac{\mu}{\rho S} \tau, \quad (9)$$

где μ – массовый расход шлака, кг/с; S – площадь поперечного сечения кольца нанесенного гарнисажа на поверхность футеровки, м²; ρ – плотность шлака, кг/м³; x_2 – толщина образованного слоя гарнисажа, м.

Тогда с учетом формулы (4) и в допущении того, что $\lambda = \text{const}$, динамика изменения температуры слоя может быть представлена в виде:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{C_e \rho} \frac{\partial^2 T}{\partial x_2^2}. \quad (10)$$

Граничные условия для уравнения (5) определяются следующим образом:

1) температура капель представляет собой функцию, зависящую от $\alpha(\tau)$, и определяется по (5): $T = T_0(\alpha(\tau))$;

2) условие теплообмена с газовой средой на поверхности футеровки конвертера определяется уравнением:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha_1 (T - T_c); \quad (11)$$

3) из условия сопряженности на внутренних поверхностях футеровки конвертера следуют равенства температур и тепловых потоков:

$$T^{шл} = T^{\phi}; \quad \lambda^{шл} \frac{\partial T^{шл}}{\partial x_2} = \lambda^{\phi} \frac{\partial T^{\phi}}{\partial x}, \quad (12)$$

где $T^{шл}$ – температура наносимых капель шлака на поверхность футеровки в начальный момент времени, °С; T^{ϕ} – температура поверхности футеровки в начальный момент времени, °С; $\lambda^{шл}$ – коэффициент

теплопроводности шлака, Вт/(м К); λ^{ϕ} – коэффициент теплопроводности футеровки, Вт/(м К).

Исходя из равенства удельных тепловых потоков в месте контакта между гарнисажем и футеровкой, можно получить:

$$T_{cm} = \frac{\lambda^{\phi} T^{\phi} \Delta x_2 + \lambda^{шл} T^{шл} \Delta x_1}{\Delta x_2 \lambda^{\phi} + \Delta x_1 \lambda^{шл}}, \quad (13)$$

где Δx_1 и Δx_2 – координата по толщине футеровки и наносимого слоя гарнисажа соответственно.

С учетом уравнения (13) температура на границе «шлак-футеровка» задается как:

$$T_0^{шл} = 2T_{cm} - T^{шл}, \quad T_0^{\phi} = 2T_{cm} - T^{\phi}. \quad (14)$$

Динамика температурной картины в зоне контакта азотной струи и шлаковой ванны во время раздува, рассчитанная по уравнению(5), представлена на рисунке 4.

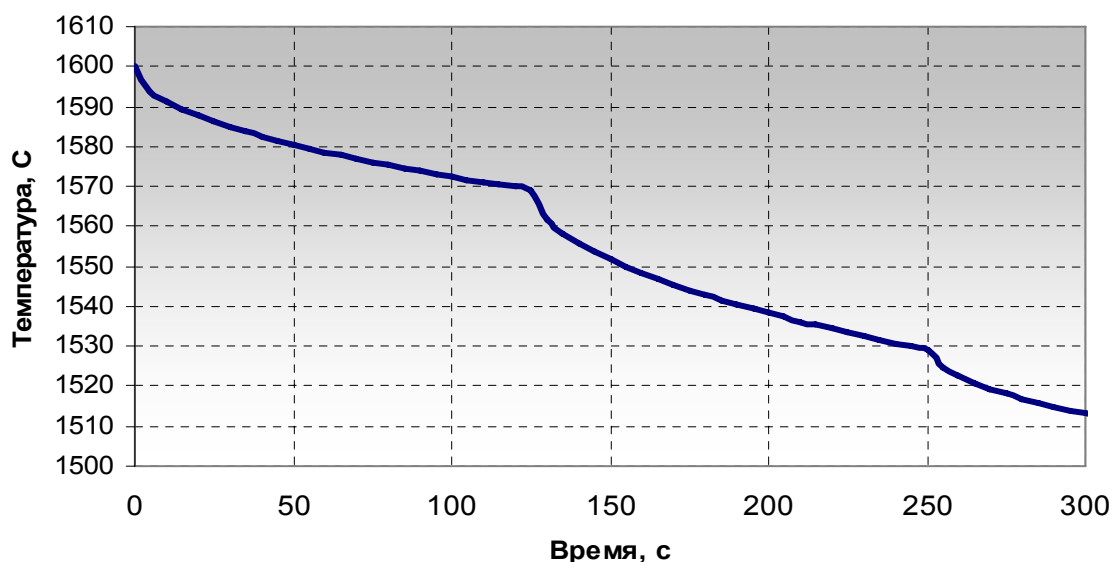


Рис. 4. Динамика изменения температуры зоны контакта «азотная струя – шлаковая ванна» по ходу операции раздува шлаковой ванны

Изменение температуры шлака в зоне контакта (рис. 4) связано с переменным положением фурмы над уровнем шлаковой ванны: $\tau_1 = 0 - 125$ с – фурма находится на высоте 1,6 м над уровнем шлаковой ванны; $\tau_2 = 125 - 250$ с – фурма находится на высоте 1 м над уровнем шлаковой ванны; $\tau_3 = 250 - 300$ с – фурма находится на высоте 0,5 м над уровнем шлаковой ванны. Это влечет за собой переменные условия теплообмена ($\alpha = \text{var}$), что учитывается коэффициентом b .

Распределение температуры в шлаковом гарнисаже при различной его толщине по окончании раздува (продолжительность раздува

$\tau_p = 300$ с), рассчитанное по уравнениям (10 – 14), представлено на рисунке 5.

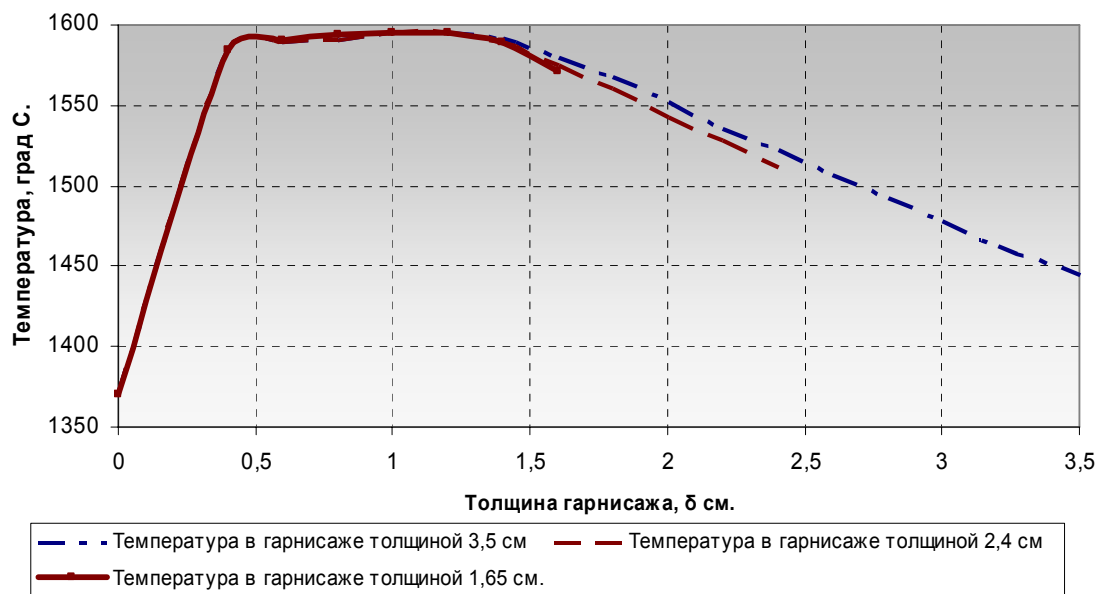


Рис. 5. Распределение температуры по толщине формирующегося гарнисажа по окончании раздува

В соответствии с представленной зависимостью (рис. 5), при нанесении шлакового гарнисажа на поверхность футеровки, можно выделить три характерных термических периода.

1. Период повышения температуры на формируемой гарнисажной поверхности. При этом происходит повышение температуры до величин, фиксируемых в шлаковой ванне. В соответствии с результатами численного моделирования, увеличение температуры гарнисажа до температуры шлаковой ванны наблюдается до достижения толщины его $\delta \approx 0,4$ см.

2. Период постоянной температуры гарнисажа наблюдается в диапазоне толщины наносимого слоя $\delta \in 0,4 - 1,3$ см.

3. Период снижения температуры на поверхности слоя гарнисажа, что связано с понижением температуры газов в полости кислородного конвертера при вдувании азотных струй и теплоизоляционными свойствами шлакового гарнисажа.

С увеличением толщины слоя шлакового гарнисажа температура его поверхности снижается (рис. 5).

Для адаптации расчетной схемы к производственным условиям и проверки адекватности модели, были использованы данные прямых замеров температуры рабочей поверхности футеровки. Начальная

средняя температура поверхности футеровки составляла 1350 °С по истечении 20 секунд после начала раздува, отмечено ее повышение в среднем до 1430 °С, по окончании операции ошлакования, температура футеровки на уровне сталевыпускного отверстия находилась в диапазоне 1450 – 1546 °С.

Выводы

С помощью численного моделирования описана температурная картина в полости кислородного конвертера в период его охлаждения – промежуток времени от конца слива плавки до начала раздува шлаковой ванны. Установлено, что изменение толщины футеровки стенок конвертера в диапазоне 0,5 – 1,15 м не оказывает существенного влияния на температуру ее внутренней поверхности вследствие значительной аккумуляции тепла огнеупорным слоем футеровки.

Интенсивность охлаждения зоны контакта газовых струй со шлаком зависит от положения продувочной фурмы – чем ниже расположена фурма над зеркалом шлаковой ванны, тем интенсивнее происходит ее охлаждение.

Капли шлака, наносимые на поверхность футеровки, в конечном счете, способствуют повышению ее температуры. При этом возможно стекание капель по поверхности футеровки до момента охлаждения их в области температур, при которых произойдет повышение вязкости и кристаллизации в зависимости от химического состава наносимого шлака.

Предложенная математическая модель позволяет осуществить расчет тепловой картины в полости кислородного конвертера при нанесении шлакового гарнисажа на поверхность его футеровки и может быть использована для определения теплового состояния футеровки и параметров шлака для нанесения гарнисажа.

Список литературы

1. Чернятевич А. Г., Сигарев Е. Н., Чубин К. И., Шеремет В. А., Кекух А. В., Чернятевич И. В., Грызунов М. В. Разработка фурменных устройств и технологии газопорошкового ошлакования футеровки 160-т конвертеров // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – № 7 (265). – 2010. – С. 134 – 138.
2. Чернятевич А. Г., Сигарев Е. Н., Шеремет В. А. и др. Освоение технологии нанесения шлакового гарнисажа на футеровку конвертера путем раздувки шлака перемещающимися газопорошковыми струями / А. Г. Чернятевич [и др.] // *Известия вузов. Черная металлургия*. – 2011. – № 2. – С. 15 – 20.
3. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М. :

Энергия, 1973. – 115 с.

4. Самарский А. А., Гулин А. В. Численные методы : Учебное пособие для вузов. – М. : Наука, 1989. – 432 с.

5. Горбунов А. Д., Глущенко Е. Л., Хииш Л. И. К аналитическому расчёту суммарного коэффициента теплоотдачи при охлаждении тел на воздухе // Metallургическая теплотехника : Сборник научных трудов НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск : Пороги, 2005. – С. 118 – 131.

6. Лыков А. В. Теория теплопроводности. – М. : Высшая школа, 1967. – 599 с.

7. Карпенко Г. А., Меркер Э. Э., Кожухов А. А. Интенсификация теплообмена над зоной продувки с использованием двухъярусной фурмы в конвертере. – Россия СТИ (ф) МИСиС, e-mail: merker@inbox.ru.

Рукопись поступила 22.02.2012 г.

УДК:548.523:532.64

Недопекин Ф.В. — д.т.н., проф., Донецкий национальный университет (ДонНУ)

Петренко А.А. — м.н.с., ДонНУ

МЕХАНИЗМ ФОРМИРОВАНИЯ ПИЛООБРАЗНОЙ ПОЛОСЧАТОЙ СТРУКТУРЫ НА ПОВЕРХНОСТИ МОНОКРИСТАЛЛОВ, ВЫРАЩИВАЕМЫХ ИЗ РАСПЛАВА

Предложен механизм периодической, дискретной кристаллизации расплава при выращивании монокристаллов, в котором скорость перемещения фронта кристаллизации в пределах одного цикла значительно превышает скорость вытягивания. Исследовано влияние термокапиллярной силы на устойчивость границы раздела фаз и кинетику формирования пилообразной формы полос роста периодичностью в несколько десятков микрон. Проведены количественные оценки времени кристаллизации и остывания, величины термокапиллярной силы и других параметров.

Главными факторами, определяющими диаметр и морфологию поверхности выращиваемых кристаллов, являются угол сопряжения фаз и кинетические процессы, происходящие на фронте кристаллизации. Именно эти вопросы изучены недостаточно.

Ключевые слова: выращивание монокристаллов; полосы роста пилообразной формы; капиллярные силы; поверхностное натяжение; пульсирующая кристаллизация.

Термокапиллярные эффекты на границе раздела фаз

На поверхности и в объеме монокристаллов, получаемых из расплава, наблюдаются полосы роста различной интенсивности и периодичности, изучению которых в литературе уделяется большое внимание. Неоднократно предпринимались попытки их классификации по структуре и условиям формирования [1, 2], однако полной ясности в этом вопросе нет.

Полосы роста периодичностью 0,1 мм и более хорошо коррелируют с нестабильностью технологических и аппаратурных параметров [3, 4]. Для объяснения происхождения полос роста периодичностью в несколько десятков микрон и менее в настоящее время предлагаются различные теоретические модели, основанные на несоответствии скорости роста и вытягивания кристалла. В одних работах пульсации

скорости роста объясняются за счет возникновения в расплаве температурных, концентрационных и гидродинамических флуктуаций, которые считаются первичными [5, 6, 7]. По мнению других авторов, причиной образования мелких полос роста является "фундаментальный" характер самого процесса фазового перехода, при котором кристаллизация осуществляется дискретно и с высокой скоростью, а температурные флуктуации являются его следствием [8, 9].

Отличительной особенностью мелких полос роста является их довольно стабильная внешняя форма, напоминающая "зуб пилы" происхождение которой в настоящее время объясняется за счет анизотропии физических свойств выращиваемых кристаллов [10, 11, 12]. Такой подход нельзя признать достаточно обоснованным, т.к. пилообразные полосы роста наблюдаются на любых кристаллах и практически на всей образующей поверхности.

Из теоретических расчетов по нахождению аналитической зависимости, определяющей оптимальную форму столбика расплава, следует, что кристалл с постоянным поперечным сечением может расти только в том случае, если угол роста между наружной поверхностью жидкого столбика и вертикальным направлением равен нулю [13], при этом предполагается, что он эквивалентен и равен краевому углу смачивания для жидкой и твердой фаз, находящихся в равновесии. Эти выводы противоречат экспериментальным данным, т.к. хорошо известно, что при вытягивании монокристаллов постоянного диаметра, наблюдаемый угол наклона поверхности расплава в мениске не равен нулю и для различных материалов составляет обычно $10-30^\circ$ [14]. Удовлетворительного объяснения расхождению между теорией и экспериментом в настоящее время нет.

При изучении оптимальных условий выращивания для расчета высоты и профильной кривой мениска, а, следовательно, и краевого угла смачивания, пользуются уравнением Дюпре-Юнга [15] или Лапласа [16]. Уравнение Дюпре-Юнга определяет условие баланса сил поверхностного натяжения на границе раздела фаз в тройной точке для капли, находящейся в равновесии с твердым телом и окружающей средой.

$$\sigma_{то} = \sigma_{тж} + \sigma_{жо} \cos \varphi, \quad (1)$$

где $\sigma_{то}$, $\sigma_{тж}$, $\sigma_{жо}$ – поверхностные натяжения на границах: твердое тело – окружающая среда, твердое тело – жидкость, жидкость – окружающая среда соответственно; φ – краевой угол смачивания.

Равенство (1) справедливо, если капля находится на неограниченной горизонтальной плоскости (гравитационным вкладом можно пренебречь) и выполняется условие: $\varphi=0$, $\varphi=0,5\pi$, $|\sigma_{то}-\sigma_{тж}| \leq \sigma_{жо}$. [15].

При вертикальном вытягивании кристалла из расплава вышеперечисленные условия не выполняются и равенство (1) не справедливо.

Для определения высоты и формы профиля мениска наиболее широко используется уравнение Лапласа [13, 16], при решении которого предполагается, что на границе раздела фаз существует механическое равновесие веса столбика расплава и силы поверхностного натяжения $\sigma_{тж}$. Условие равновесия записывается в виде [17]:

$$2\pi R_{кр}\sigma_{тж} = \rho_{ж}gV_m, \quad (2)$$

где $R_{кр}$ – радиус кристалла; V_m – объем расплава в мениске; $g = 9,8$ м/сек.

Из выражения (2) может быть найдена постоянная Лапласа β или же капиллярная константа δ , которые входят во все формулы для вычисления высоты и профиля мениска, удерживаемого растущим в стационарных условиях кристаллом:

$$\beta = \delta^2 = \frac{V_m}{\pi R_{кр}} = \frac{2\sigma_{тж}}{\beta_{ж}\rho}. \quad (3)$$

Уравнение Лапласа в дифференциальной форме довольно сложно и решается обычно приближенно численными методами. Формулы, полученные из решения уравнения Лапласа весьма разнообразны, однако, удовлетворительно описывают форму профиля мениска только на некотором расстоянии от границы раздела фаз [17]. Профиль мениска, следовательно, и краевой угол смачивания непосредственно у линии сопряжения фаз не может быть вычислен из соотношений (2) и (3).

Современная аппаратура также не позволяет изучить экспериментально форму поверхности расплава в непосредственной близости от трехфазной линии, особенно при выращивании высокотемпературных кристаллов. Разрешающая способность аппаратуры, используемой для наблюдения и киносъемок границы раздела фаз из-за оптических искажений составляет более 50 мкм [18]. В то же время известно, что на угол смачивания существенное влияние оказывают размерные эффекты (пленки смачивающей жидкости), которые проявляются на расстояниях порядка 0,1 – 1 мкм [19]. Они получили название капиллярных эффектов второго рода [20]. Угол смачивания обладает гистерезисом [21]. Эти эффекты в настоящее время не учитываются при описании роста кристалла.

Представляет интерес провести качественный анализ особенностей поведения границы раздела фаз при вытягивании монокристаллов из расплава, в частности, влияние осевого температурного градиента. Для дальнейшего рассмотрения введем различие между углом роста γ и углом сопряжения фаз. Углом роста будем называть угол между вертикалью и наклоном касательной к профильной кривой по-

верхности расплава в мениске на некотором расстоянии от линии раздела фаз. Угол роста является некоторой интегральной характеристикой системы и при выращивании монокристаллов постоянного диаметра в стационарных условиях не изменяется во времени. Угол роста хорошо описывается аналитически, достаточно точно определяется экспериментально по фотографиям столбика расплава [16, 22, 23].

Угол сопряжения жидкой и твердой фаз β непосредственно у линии раздела зависит от адсорбционных и адгезионных свойств сопрягающихся фаз и может существенно отличаться от угла γ . Значение угла β определяется механическим равновесием сил поверхностного натяжения и веса столбика расплава. Очевидно, что малейшее изменение $-\sigma_{тж}$ приведет к изменению угла φ . Величина $\sigma_{тж}$ зависит от многих параметров, в частности от температуры расплава.

Выращивание монокристаллов из расплава возможно только при наличии на фронте кристаллизации осевых температурных градиентов $\frac{\partial T}{\partial Z} \neq 0$ а, следовательно, и градиента силы поверхностного натяжения $\frac{\partial \sigma}{\partial T} \neq 0$. Изменение температуры по высоте столбика расплава

обычно не превышает 10 градусов. Абсолютное значение $\frac{\partial \sigma}{\partial T}$ при этом изменяется незначительно, менее 0,1 %, и при рассмотрении баланса сил на границе раздела фаз, её вклад не учитывается.

Такой подход в общем случае является неверным, т.к. известно, что при $\frac{\partial T}{\partial Z} \neq 0$ возникает дополнительная термокапиллярная сила F_z , вектор действия которой направлен вдоль границы раздела фаз [24]. Сила F_z может быть определена из соотношения:

$$F_z = 2\pi R_{кр} \frac{\partial \sigma}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial Z} \Delta h, \quad (4)$$

где Δh – толщина слоя расплава непосредственно у границы раздела фаз, на котором происходит резкое изменение кривизны профильной кривой мениска.

Сила F_z уравновешена гравитационной силой F_g веса расплава, удерживаемого в дополнительном объеме ΔV_m мениска:

$$F_g = \rho_{ж} g \Delta V_m. \quad (5)$$

С учетом (4) и (5) соотношение (2) может быть записано в виде:

$$2\pi R_{кр} \left(\sigma + \frac{\partial \sigma}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial Z} \Delta h \right) = \rho_{ж} g (V_m + \Delta V_m). \quad (6)$$

Приравнявая (4) к (5), найдем дополнительный член постоянной Лапласа, обусловленный градиентом поверхностного натяжения:

$$\Delta\beta = \frac{\Delta V_m}{\pi R_{кр}} = 2 \frac{\Delta h}{\rho_{ж} g} \frac{\partial \sigma}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial Z}. \quad (7)$$

Как показывают расчеты, величина $\Delta\beta$ очень мала по сравнению с основным значением β и составляет приблизительно $\Delta\beta \approx 10^{-5} \beta$, однако она может оказывать существенное влияние на значение угла сопряжения фаз в положении неустойчивого равновесия мениска, т.е. в состоянии, в котором он постоянно находится при вытягивании монокристаллов из расплава.

Влияние термокапиллярных сил на измерение угла сопряжения фаз при вытягивании твердого тела из жидкости

Для иллюстрации влияния силы F_z на рис. 1 схематически сопоставлено изменение профильных кривых мениска вблизи границы раздела фаз при вытягивании твердого тела из жидкости в различные моменты времени для двух случаев: при отсутствии и при наличии осевых температурных градиентов.

Очевидно, что в первом ($\frac{\partial T}{\partial Z} = 0$) и во втором ($\frac{\partial T}{\partial Z} \neq 0$) случаях высота поднятия жидкости будет различной даже в статическом состоянии. Допустим, что в начальный момент времени жидкость под воздействием сил поверхностного натяжения поднимется по боковой поверхности тела на некоторую высоту h_{10} и h_{20} для первого и второго случаев соответственно (рис. 1а). Разница в высотах $-\Delta h_{00} = h_{20} - h_{10}$ будет определяться величиной термокапиллярной силы F_z , действующей на границе раздела фаз. Температура жидкости на линии раздела фаз предполагается одинаковой.

При подъеме тела наступает момент, когда жидкость уже не смачивает их боковую поверхность и выполняется условие краевого зацепления. В обоих случаях высота поднятия жидкости, при этом не изменяется, а угол γ равен углу φ (рис. 1в).

Значения углов будем отсчитывать от вертикали до касательной к поверхности мениска, причем при отсчете по ходу часовой стрелки будем считать положительными, а против – отрицательными. При дальнейшем подъеме для сохранения на границе раздела фаз условия баланса сил, объем столбика расплава должен оставаться постоянным, следовательно, при подъеме границы раздела фаз диаметр мениска будет уменьшаться в верхней части, где значения сил F_z и F_g максимальны. Угол сопряжения фаз φ при этом будет уменьшаться и на некоторой высоте h_{11} в первом случае (рис. 1в) и на высоте h_{21} для второго случая (рис. 1г) станет равным ($\varphi=0$). В этот момент на границе

раздела фаз наступает баланс сил, определяемый соотношениями (2) для первого и (6) для второго случаев.

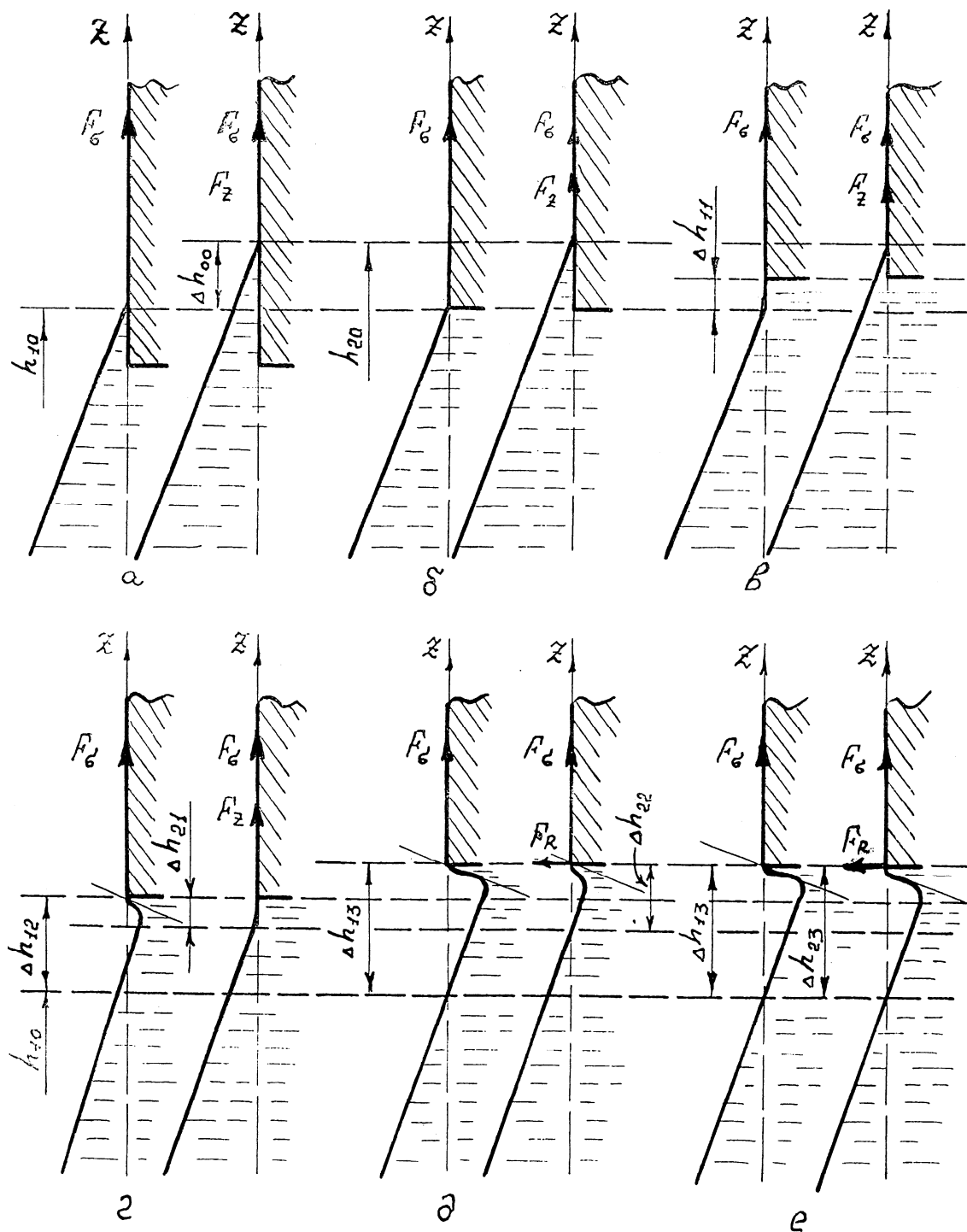


Рис. 1. Схема изменения высоты мениска и профильных кривых вблизи границы раздела фаз на различных стадиях вытягивания твердого тела из жидкости для случая, когда $\frac{\partial T}{\partial Z} \neq 0$ (слева) и когда $\frac{\partial T}{\partial Z} = 0$ (справа)

При дальнейшем подъеме границы раздела фаз на некоторую высоту Δh_{11} , для первого случая угол φ от выпуклого ($\varphi > 0$) переходит к вогнутому ($\varphi < 0$) (рис. 1г). В мениске у границы раздела фаз образуется "шейка", которая по мере подъема постепенно увеличивается (рис. 1д) вплоть до отрыва.

Принципиально иная ситуация складывается при наличии на границе раздела фаз осевого температурного градиента. При угле сопряжения фаз ($\varphi \geq 0$) границей раздела является боковая поверхность вытягиваемого тела и термокапиллярная сила F_z направлена вдоль неё (рис. 1г). Как только угол сопряжения фаз становится меньше нуля ($\varphi \leq 0$), границей раздела фаз уже будет являться горизонтальная поверхность слитка, следовательно, термокапиллярная сила будет направлена горизонтально и определится не вертикальным, а радиальным температурным градиентом, т.е. $F_r = f\left(\frac{\partial T}{\partial R}\right)$, (рис. 1д). Сила $F_R \leq F_Z$

т.к. всегда $\frac{\partial T}{\partial R} \leq \frac{\Delta T}{\Delta Z}$ и при анализе ее можно не учитывать.

В положении, когда угол $\varphi = 0$, система находится в неустойчивом состоянии. Малейшие внешние возмущения приводят к изменению знака угла φ и срыву силы F_z (рис. 1е). В этот момент баланс сил, определяемый по (6) нарушается, расплав частично опускается, система скачкообразно переходит в новое устойчивое состояние, определяемое уже соотношением (2). Профиль расплава в области "шейки" приобретает фактически такую же форму, как и в первом случае при подъеме границы раздела фаз на ту же высоту.

С учетом дискретности действия силы F_z постоянная Лапласа может быть записана в виде:

$$\beta + \Delta\beta = \frac{2\sigma_{жк}}{\rho_{жк}g} + \frac{2\Delta h}{\rho_{жк}g} \frac{\partial\sigma}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial Z} \Big|_{\varphi \geq 0}, \quad (8)$$

и соответственно:

$$\beta = \frac{2\sigma_{жк}}{\rho_{жк}g} \Big|_{\varphi \leq 0}. \quad (9)$$

Механизм периодической кристаллизации и формирования пилообразной формы полос роста

Для описания кинетики выращивания монокристаллов из расплава, обычно используются упрощенные представления о физических процессах, протекающих на границе раздела фаз. Скорость кристаллизации $V_{кр}$ принимается равной скорости вытягивания $V_{выт}$. Считается, что на фронте кристаллизации всегда выполняется условие теплового баланса, т.е. скорости тепловыделения и теплоотвода равны [13, 22].

На практике эти условия никогда не реализуются. С помощью скоростной киносъемки установлено, что фронт кристаллизации перемещается скачкообразно, циклически и с высокой скоростью [25]. Предельные скорости перемещения границы раздела фаз при вытягивании кристаллов на сегодняшний день не определены, однако различными экспериментальными методами установлено, что она может составлять десятки метров в секунду [26].

Не вникая в данной работе в проблему определения предельных скоростей кристаллизации, для проведения дальнейшего анализа примем, что скорость роста твердой фазы и тепловыделения на фронте кристаллизации существенно выше скоростей вытягивания и теплоотвода от границы раздела фаз.

Рассмотрим физические процессы, происходящие на границе раздела фаз при вытягивании монокристаллов из расплава, предполагая, что $V_{кр} \gg V_{выт.}$

В начальный момент, когда $V_{выт.}=0$, твердая и жидкая фазы находятся в термодинамическом равновесии при $T=T_{пл}$, следовательно, граница раздела фаз является неподвижной, на ней выполняется условие (2), а угол $\varphi=\gamma>0$, (рис 2а). При подъеме кристалла ($V_{выт.}\neq 0$) граница раздела фаз перемещается вверх, увеличивается на ней глубина переохлаждения расплава ($\Delta T_z^- \neq 0$). Однако, образования твердой фазы не происходит, т.к. кристаллизация расплава возможна только при достижении некоторого критического переохлаждения $\Delta T_{кр}^-$.

При подъеме границы раздела фаз на некоторую высоту Δh , крайевой угол сопряжения фаз φ становится равным нулю, увеличивается переохлаждение расплава ΔT_z^- и осевой температурный градиент $\frac{\partial T}{\partial Z}$, а, следовательно, и сила, F_z . При изменении знака угла φ и срыве силы $F_{z_}$ на столбике расплава скачкообразно образуется "шейка", увеличивается площадь его образующей поверхности, на что необходима затрата энергии, которая может быть почерпнута только из объема расплава, примыкающего к твердой фазе. Это приводит к резкому дополнительному охлаждению поверхности расплава, переохлаждение достигает критической величины $\Delta T_{кр}^-$, что инициирует кристаллизацию. Поскольку $V_{кр} \gg V_{выт.}$, выделившаяся теплота кристаллизации не успевает отводиться, температура на границе раздела фаз быстро достигает $T_{пл}$ и кристаллизация прекращается. Очевидно, что следующий цикл кристаллизации возникнет только тогда, когда граница раздела фаз снова поднимется на ту же высоту Δh .

Из проведенного анализа следует, что при пульсирующем режиме кристаллизации с высокой скоростью фактическая форма нараст-

тающего слоя твердой фазы определяется профилем мениска расплава, примыкающего непосредственно к фронту кристаллизации в момент начала нового цикла кристаллизации. На рис. 2 схематически показан поэтапный процесс формирования пилообразной структуры полос роста, периодичностью в несколько десятков мкм на образующей поверхности кристалла при реализации рассмотренного механизма кристаллизации.

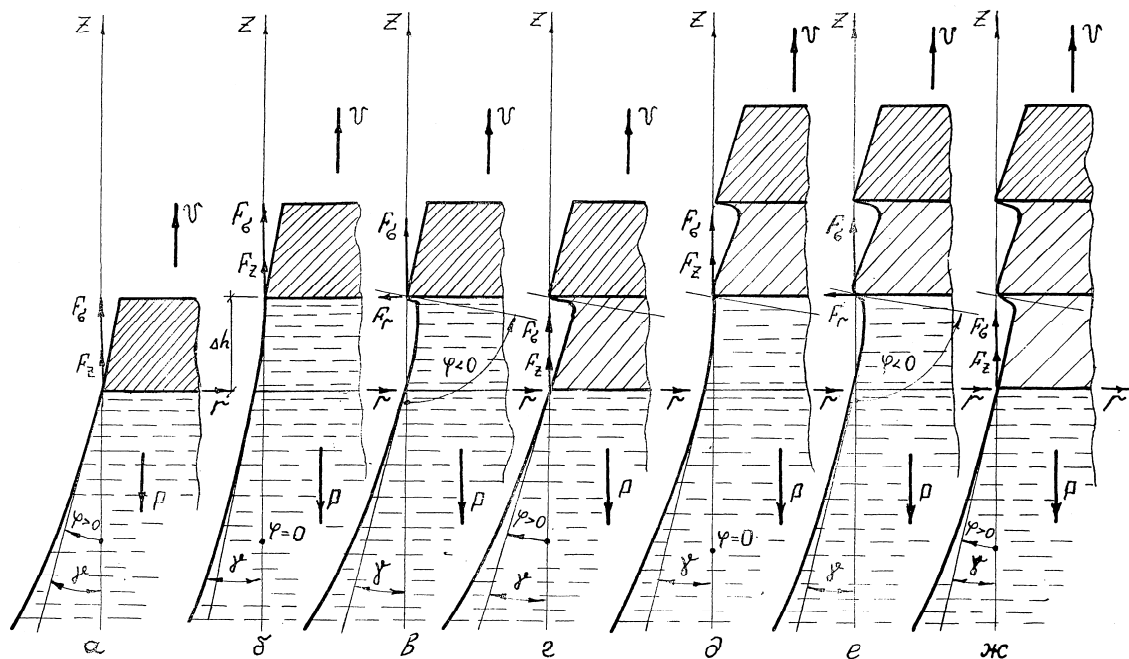


Рис. 2. Схема образования полос роста пилообразной формы на поверхности выращиваемого кристалла при пульсирующем механизме кристаллизации, когда $V_{кр} \geq V_{выт}$

Количественная оценка параметров пульсирующей кристаллизации

В рассмотренной модели пульсирующей кристаллизации общее время цикла составит:

$$\tau_0 = \tau_b + \tau_{cp} + \tau_p, \quad (10)$$

где τ_b – время, необходимое для механического подъема фронта кристаллизации на высоту Δh ; τ_{cp} – время, необходимое для образования "шейки" после срыва силы F_z ; τ_p – время, необходимое для образования слоя твердой фазы толщиной Δh .

Вытягивание полупроводниковых монокристаллов осуществляется на практике со скоростью несколько мм в минуту [11, 13].

Если принять $V_{\text{выт}} = 3 - 5$ мм/мин, а $\Delta h = 20 - 30$ мкм, то полное время цикла составит $\tau_0 \approx 0,2 - 0,6$ с, т.е. в одну секунду будет осуществляться 2 – 5 циклов, что хорошо согласуется с экспериментальными данными. При выращивании монокристаллов кремния с $V_{\text{выт}} = 3$ мм/мин на фронте кристаллизации зарегистрированы флуктуации температуры частотой в несколько Гц [1, 8 – 10, 15, 27 – 32]. Установлено, что период полос роста коррелирует с колебаниями температуры в расплаве. В рамках рассмотренной модели колебания температуры на границе раздела являются следствием периодического характера процесса кристаллизации.

Скорость роста твердой фазы V_p в единичном акте кристаллизации при вытягивании кристаллов и время роста τ_p , необходимое для образования слоя толщиной Δh , могут быть приблизительно оценены из экспериментальных данных. При киносъемке со скоростью 4000 кадр/сек поведение фронта кристаллизации на соседних кадрах удаётся зарегистрировать только его начальное и конечное положение, откуда следует, что $\tau_0 \approx 10^{-4}$ с, а $V_p \approx 1$ м/сек.

Время $\tau_{\text{ср}}$ зависит от вязкости и инерционных сил расплава и расчетным путем определить практически невозможно, однако приблизительно оценить на основе известных экспериментальных данных можно. При исследовании кинетики растекания жидких капель на инородной горизонтальной подложке и перетекания капли с нижней на верхнюю подложку с помощью скоростной киносъемки установлено, что краевой угол смачивания с момента контакта приобретает равновесное значение за среднее время порядка $\sim 10^{-3}$ с. [33, 34]. Угол сопряжения фаз при этом изменяется от $\varphi = 180^\circ$ в момент касания, до $\varphi = 20^\circ$ в равновесном состоянии, т.е. $\Delta\varphi = 160^\circ$. Скорость изменения угла φ неравномерная и в начальной стадии максимальна. При выращивании монокристаллов изменение угла φ менее 90° , следовательно, при срыве силы F_z можно предположить, что система кристалл-расплав придет в равновесное состояние за время порядка 10^{-4} с.

Из проведенного анализа следует, что время "стояния" и остывания фронта кристаллизации на три-четыре порядка больше времени, необходимого для образования слоя твердой фазы толщиной Δh .

При быстром ($\tau_{\text{ср}} < 10^{-4}$ с) изменении формы поверхности мениска процесс протекает адиабатически и энергия необходимая для ее увеличения может быть почерпнута только за счет потери кинетической энергии поверхностных атомов, которые в свою очередь отбирают ее из более глубоких слоев [15, 23]. Затраченная энергия в течение одного цикла может быть определена из соотношения:

$$W_{\text{ох}} = -\sigma_{\text{жс}} \Delta S = -\sigma \Delta l 2\pi R_{\text{кр}}, \quad (11)$$

где $\Delta l = l - \Delta h$ – разница в длинах образующих мениск до и после образования "шейки".

Для вычисления l , с достаточной для анализа точностью будем считать, что профиль поверхности "шейки" в сечении образован дугой окружности с центром, находящимся на линии образующей поверхность кристалла, которая сопрягается с границей раздела фаз и касательной к поверхности расплава в мениске. Из рис.3 легко найти:

$$l = \Delta h \left(\pi \frac{\theta}{180} \cdot \frac{\sin \gamma}{1 + \sin \gamma} + \frac{\cos \gamma}{1 + \sin \gamma} \right). \quad (12)$$

Расчет показывает, что при $\Delta h \approx 20 - 30$ мкм и угле роста $\gamma = 15 - 20^\circ$ разница в длине отрезков ВДСА и ВОА составляет $\Delta l \approx 3$ мкм. Относительное увеличение поверхности мениска по высоте будет не равномерным. В верхней части мениска отрезок ВДС больше r на 83 %, а отрезок АС больше АО всего на 3,5 %, т.е. в области, прилегающей к границе раздела фаз "растяжение" поверхности расплава в 20 – 30 раз больше, чем на линейном участке, следовательно, и энергия, утраченная поверхностным слоем расплава на участке ВДС. С физической точки зрения, при импульсном образовании шейки в поверхностном слое расплава происходят процессы, которые можно сравнить (аналогичные) с процессами, протекающим в поверхностном слое твердого тела при импульсном нагревании лазерным лучом, только с обратным знаком. Максимальная температура нагревания вещества импульсом излучения находится по формуле [35, 36]:

$$\Delta T = \frac{2W_{\text{л}}}{S_0 \sqrt{\pi \lambda c \rho \tau_{\text{л}}}}, \quad (13)$$

где $W_{\text{л}}$ – энергия, переносимая лучом лазера за один импульс; S_0 – площадь поверхности облучения; $\tau_{\text{л}}$ – длительность импульса; λ, c, ρ – коэффициенты теплопроводности, теплоемкости и плотность вещества.

Для качественного анализа допустим, что вся энергия необходимая для образования "шейки" и увеличения поверхности мениска, будет утрачена только на участке ВДС. В этом случае $\Delta l = r \left(\frac{\pi \theta}{180} - 1 \right)$, а

$S_0 = 2\pi R_{\text{кр}} r \frac{\pi \theta}{180}$. Полагая, что $W_{\text{ох}} = W_{\text{л}}$, $\tau_{\text{ср}} = \tau_{\text{л}} = 10^{-4}$, $\gamma = 15^\circ$, формула (13) может быть записана в виде:

$$\Delta T_{\text{ох}}^- = - \frac{2\sigma(\pi\theta - 180)}{\theta \sqrt{\pi^3 \lambda c \rho \tau}} 10^2. \quad (14)$$

Подставляя в (14) справочные данные λ , c и ρ найдем величину дополнительного охлаждения ΔT_{ox}^- , поверхности расплава при срыве силы F_z и образовании "шейки". Расчеты показывают, что для различных веществ $\Delta T_{ox}^- \approx 10^{-1} - 10^{-3} \text{ К}$. Для кремния, например, ($\lambda = 26 \text{ Вт/(м·К)}$; $\rho = 2,33 \cdot 10^3 \text{ К}^2/\text{м}^3$; $\sigma \approx 0,86 \text{ Н/м}$; $C_p = 680 \text{ Дж/(м·К)}$), величина $\Delta T_{ox}^- \approx 0,078 \text{ К}$.

Граница фронта кристаллизации чутко реагирует на сотые, а возможно и тысячные доли градуса. Для различных веществ значения очень разные, однако, независимо от их абсолютных значений в состоянии неустойчивого равновесия границы раздела фаз, это может оказать существенное значение.

На практике, при выращивании монокристаллов кремния методом Чохральского, переохлаждение на фронте кристаллизации составляет $\Delta T_{кр}^- = 3 - 4 \text{ К}$, а при дислокационном росте даже $0,3 \text{ К}$ [12]. Данный пример носит иллюстративный характер и свидетельствует о том, что дополнительное охлаждение поверхности расплава ΔT_{ox}^- может быть соизмеримо с движущей силой кристаллизации ΔT_{ox}^- а, следовательно, возможно инициирование кристаллизации при срыве силы F_z . При выращивании монокристаллов в установившемся состоянии (отсутствие кристаллизации), осевые температурные градиенты составляют около 20 К/см . Из соотношения $\Delta T_{ox}^- = \frac{\partial T}{\partial Z} \Delta Z$ следует, что

$\Delta \cong 40 \text{ мкм}$, т.е. для получения такого переохлаждения границу раздела фаз надо было поднять на такую высоту, а это уже значительная величина. Представляет интерес определить глубину α охлажденного слоя расплава при срыве силы F_z , для чего воспользуемся формулой, приводимой в работах [35, 36]:

$$\alpha = \sqrt{\Re \tau_n} \quad , \quad (15)$$

где $\Re$ — коэффициент температуропроводности. Для кремния $\Re = 53 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$, подставляя в (15) найдем $\alpha = 73 \text{ мкм}$.

Для расчета абсолютных значений термокапиллярной силы F_z воспользуемся соотношениями (4), (5) и рис. 3. Площадь сечения шейки может быть вычислена по формуле:

$$S = \Delta h^2 \left(\frac{\sin \gamma}{1 + \sin \gamma} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi \theta}{360} + \frac{1}{2 \tan \gamma} \right). \quad (16)$$

С учетом (16) выражения (4) и (5) могут быть записаны в виде:

$$F_z = \frac{\partial \sigma}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{\partial Z} \cdot 2\pi R_{кр} \Delta h; \quad (17)$$

$$F_z = \rho_{жс} g 2\pi R_{кр} \Delta h^2 \left(\frac{\sin \gamma}{1 + \sin \gamma} \right)^2 \cdot \left(\frac{\pi \theta}{360} + \frac{1}{\tan \gamma} \right). \quad (18)$$

Значения $\frac{\partial \sigma}{\partial T}$ - вычисляются из известного соотношения, приводимого в работах [15, 37]:

$$\frac{\partial \sigma}{\partial T} = -B \cdot \left(\frac{\rho_{ж}}{\mu} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad (19)$$

где $\rho_{ж}, \mu$ – плотность жидкости и молекулярный вес вещества.

$$B = -2,1 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{сек}^2 \cdot \text{К}} \equiv \text{Const.}$$

Градиент поверхностного натяжения для большинства веществ изменяется в небольших пределах. Срыв силы F_z - происходит в момент, когда кристаллизации на границе раздела фаз не происходит, и температурный градиент приобретает равновесное значение. Разница температуры в мениске высотой 4 – 7 мм между поверхностью зеркала расплава в тигле и фронтом кристаллизации обычно около 10 К [38], следовательно, средний температурный градиент равен 14 – 25 К/см. Для сравнения с экспериментом, найдем значение F_g из (18) и $\frac{\partial T}{\partial Z}$ из (17) для германия и кремния, у которых $\frac{\partial \sigma}{\partial T}$ соответственно равен $0,2 \cdot 10^{-3}$ и $0,5 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Н}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, а плотности $\rho_{Ge} = 5,51 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_{Si} = 2,53 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ [38].

Примем среднее значение угла роста $\gamma = 15^\circ$, $\Delta h = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}$. Подставляя выбранные значения в (18) найдем для Ge – $F_g = 7,37 \cdot 10^{-8} \cdot 2\pi R_{кр}(H)$; а для Si – $F_g = 3,38 \cdot 10^{-8} \cdot 2\pi R_{кр}(H)$.

Приравнивая (17) и (18), подставляя найденные значения F_g , найдем значения осевого температурного градиента на границе раздела фаз в момент срыва силы F_z . Для Ge – $\frac{\partial T}{\partial Z} \approx 37 \frac{\text{К}}{\text{см}}$, а для Si – $\frac{\partial T}{\partial Z} \approx 7 \frac{\text{К}}{\text{см}}$.

Подученные значения $\frac{\partial T}{\partial Z}$ фактически совпадают с экспериментальными. Эффективные значения $\frac{\partial T}{\partial Z}$ могут в сотни раз превышать равновесные [13], т.к. в момент окончания цикла температура на фронте кристаллизации достигает $T_{пл}$.

Таким образом, из проведенного анализа следует, что хотя вклад силы F_z в общий баланс сил на границе раздела фаз хоть и незначительный (менее 0,01%) тем не менее, она может оказывать существенное влияние на капиллярные эффекты, значение углов ϕ , кинетику кристаллизации и морфологию поверхности выращиваемых кристаллов.

Выводы

Рассмотрен механизм образования полос роста пилообразной формы с периодичностью 10 – 30 мкм на поверхности монокристаллов. Образование такой структуры объясняется за счет дискретности процесса кристаллизации при условии $V_{кр} \geq V_{выт}$.

На границе раздела фаз учтено действие дополнительной термокапиллярной силы F_z , определяемой градиентом поверхностного натяжения при наличии на границе раздела фаз осевого температурного градиента. Введено различие между углом наклона поверхности расплава мениска вблизи границы раздела фаз γ , который равен 10 – 20° и не изменяется в процессе роста кристалла постоянного диаметра, и углом сопряжения жидкой и твердой фаз ϕ , который изменяется от $\phi = \gamma > 0$, до $\phi < 0$ в течение каждого цикла кристаллизации. Изменение знака угла ϕ приводит к срыву действия силы F_z , локальному дополнительному охлаждению поверхностного слоя расплава и иницированию кристаллизации.

Список литературы

1. Проблемы роста кристаллов. – М.: Мир, 1968. – гл. 3. – 392 с.
2. Петренко В. И. // сб. : Физика твердого тела. – Высшая школа. ХГУ, 1974. – в. 4. – С. 3–11.
3. Изв. АН СССР. Сер. физ. / [Кузнецов А.С., Левинзон Д.А., Сидоренко Н. В. и др.]. – 1980. – т. 44. – № 2. – С. 320–328.
4. Туровский Б. М. Ф.Т.Т. / Туровский Б. М., Мильвидский М. Г. – 1971. – т. III. – в. 9. – С. 2519–2524.
5. Петров Д.А. ДАН СССР. Физическая химия / Петров Д. А., Буханова А. А. – 1981. – т. 139. – № 4. – С. 933–935.
6. Ф.Т.Т. / [Сидохин Е. Ф., Матвеев Ю. Е., Симененко В. И. и др.]. – 1972. – т. 14. – в. 2. – С. 608.
7. Дудник О. Ф. Кристаллография / Дудник О. Ф., Копылов Ю. Л., Кравченко В. Б. – 1975. – т. 20. – в. 5. – С. 1013.
8. Изв. АН СССР. Сер. физ. / Бессонова И. В., Левинзон Д. И., Целлер В. В. и др.]. – 1969. – т. XXXIII. – № 12. – С. 2013–2015.
9. Изв. АН СССР. Сер. физ. / [Окунь Л. С., Кагановский И. П., Лепихова Е. И. и др.]. – 1972. – т. XXX. – № 3. – С. 614–617.
10. Шушлебина Н. Я. Изв. ВУЗов. Неорганич. мат / Шушлебина Н. Я., Шашков Ю. М., Сахаров Б. А. – 1969. – т. V. – № 4. – С. 712.
11. Медведев С. А. Введение в технологию полупроводниковых материалов / Медведев С. А. – М. : Высшая школа, 1970. – 503 с.
12. Воронков В.В. Кристаллография / Воронков В. В. – 1974. – т. 19. – в. 5. – С. 922.

13. Конаков П. К. Тепло - и массообмен при получении монокристаллов / Конаков П. К. – М. : Металлургия, 1971. – 238 с.
14. Погодин А. И. Изв. АН СССР / Погодин А. И., Тумин И. Н., Эйдензон А. Н. – 1973. – т. XXXVII. – № 11. – С. 2292.
15. Кикоин И. К. Молекулярная физика/ Кикоин И. К., Кикоин А. К. – М. : Физмат-гиз, 1963. – 500 с.
16. Рейви К. Дефекты и примеси в полупроводниковом кремнии / Рейви К. – М. : Мир, 1984. – 470 с.
17. Крапухин В. В., Соколов И. А., Кузнецов Г. Д. Физико-химические основы технологии полупроводниковых материалов / Крапухин В. В., Соколов И. А., Кузнецов Г. Д. – М. : Металлургия, 1982. – 352 с.
18. Цивинский С. В. И.Ф.Ж. / Цивинский С. В. – 1962. – т. V. – № 9. – С. 59–65.
19. Найдич Ю. В. Физическая химия поверхностных явлений в расплавах / Найдич Ю. В., Неводник Ю. В. – К. : Наукова думка, 1971. – 238 с.
20. Найдич Ю. В. Капиллярные явления в процессах роста и плавления кристаллов / Найдич Ю. В., Перевертайло В. Н., Григоренко Н. Ф. – К. : Наук. Думка, 1983. – 98 с.
21. Адамсон А. В. Физическая химия поверхностей / Адамсон А. В. – М. : Мир, 1979. – 153 с.
22. Антонов П. И. Получение профилированных монокристаллов методом Степанова / Антонов П. И. – Л. : Наука, 1981. – 34 с.
23. Джейкок М. Химия поверхностей раздела фаз/ Джейкок М., Парфит Дж. – М. : Мир, 1984. – 269 с.
24. Дзюба А. С. Укр.физ.журнал / Дзюба А. С. – 1983. – т. 2. – № 4. – С. 549–553.
25. Шашков Ю. М. ДАН СССР / Шашков Ю. М., Шушлебина Н. Я. – 1968. – т. 178. – № 1. – 160 с.
26. Кузьменко В. Н. ЖЭТФ / Кузьменко В. Н., Мельников В. И. – 1982. – т. 82. – № 3. – С. 802–809.
27. Шашков Ю. Н. Изв. АН СССР. Сер. Физ. / Шашков Ю. Н., Степанова Г. Н., Никитин В. М. – т. 33. – № 12. – С. 2017–2020.
28. Баранский П.И. Сб. Рост кристаллов / Баранский П. И., Марин К. Г. – т. VI. – 1965. – С. 186–192,
29. Дашков Ю. Я. Выращивание монокристаллов методом вытягивания / Дашков Ю. Я. – М.: Металлургия, 1982. – 312 с.
30. Шашков Ю. М. ДАН СССР / Шашков Ю. М., Степанова Г. М. – 1968. – т. 179. – № 4. – С. 840–845.
31. Шашков Ю. М. Физика и химия обработки материалов / Шашков Ю. М., Шушлебина Н. Я. – 1972. – № 1. – С. 34.

32. Антонов П. И. Изв. АН СССР. Сер. физ. / Антонов П. И., Смирнов А. П. – 1969. – т. XXXIII. – № 12. – С. 1989–1995.
33. Найдич Ю. В. Контактные явления в металлических расплавах / Найдич Ю. В. – К. : Наук. думка, 1972. – 196 с.
34. Сорокин Ю. В., Клыков В. В., Емин О. А. Поверхностные явления в расплавах и возникающих из них твердых фаз / Сорокин Ю. В., Клыков В. В., Емин О. А. – Нальчик, 1965. – С. 558–363.
35. Попилов Л. Я. Справочник по электрическим и ультразвуковым методам обработки материалов / Попилов Л. Я. – Л. : Машиностроение, 1971. – 544 с.
36. Веденов А. А. Физические процессы при лазерной обработке материалов / Веденов А. А., Гладуш Г. Г. – М. : Энергоатомиздат, 1985. – 207 с.
37. Таблицы физических величин. Справочник. Под ред. И. К. Кикоина. – М. : Атомиздат, 1976. – 1006 с.
38. Лесков Л. В. Сб. : Конвективные процессы в невесомости и их значения в задачах космической технологии / Лесков Л. В., Савичев В. В. – М. : Наука, 1982. – С. 173–186.
39. Овсиенко Д. Е. В кн. : Рост и дефекты металлических кристаллов. – К. : Наук. думка, 1972. – С. 135–169.
40. Федоров Е. С. Природа / Федоров Е. С. – 1915, т. XII. – С. 1471.

Рукопись поступила 19.03.2012 г.

УДК 669.18

Решетняк С.И. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Тесова И.А. — магистрант, НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИСТАЛЛИЗАЦИИ НЕПРЕРЫВНОГО СЛИТКА В СОРТОВОЙ МНЛЗ

С помощью математической модели изучено влияние нарушений подачи охладителя через форсунки в зоне вторичного охлаждения на температурное состояние непрерывно-литого слитка. При моделировании учитывались различные преобладающих способов передачи теплоты на участках между поддерживающими роликами. Показано, что даже частичное изменение характеристик форсуночных устройств может вызывать заметный разогрев поверхности слитка.

Ключевые слова: непрерывная разливка стали; вторичное охлаждение; ролики; форсунка; моделирование.

Введение

Непрерывная разливка стали в настоящее время является наиболее эффективным способом получения слабов или заготовок, свободных от дефектов. В процессе разливки под действием ферростатического давления жидкой стали между поддерживающими роликами возникает выпучивание стальной корочки формирующегося слитка, что при недостаточном охлаждении может приводить к горячим разрывам. С другой стороны, быстрое охлаждение может вызвать чрезмерный температурный градиент в затвердевшей корочке, что приводит к возникновению термических напряжений, так как корочка расширяется и сжимается. Поэтому для безопасной и эффективной работы машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) чрезвычайно важным является обеспечение равномерного охлаждения поверхности слитка с правильно выбранной скоростью изменения температуры вдоль всей его длины [1].

Одним из важнейших элементов МНЛЗ является зона вторичного охлаждения (ЗВО). Совершенствованию ее работы посвящены работы многих авторов, например [2–5]. В настоящее время разработаны различные системы охлаждения, основным элементом которых являются распылительные форсунки гидравлического и пневматического типов. Несмотря на то, что производится большое число хорошо отработанных

ных устройств с разнообразными параметрами, нерешенными остаются вопросы, связанные с изменением их характеристик в процессе эксплуатации.

При разливке марок стали, не склонных к трещинообразованию, часто применяют гидравлические системы охлаждения [1]. Обычно они создают поток крупных капель, распределение которых может быть достаточно неоднородным. Для уменьшения вероятности возникновения дефектов в формирующемся слитке форсунки должны создавать равномерное распределение потока охлаждающей среды на всей орошаемой поверхности. Наиболее качественное охлаждение обеспечивают водо-воздушные устройства, которые позволяют получать распыление воды на очень мелкие капли и при этом обладают широким пределом регулирования. В то же время такие форсунки имеют более сложную конструкцию и склонны к засорению и другим внутренним дефектам.

Уменьшение выхода водяной или водо-воздушной смеси может отслеживаться системой контроля и компенсироваться соответствующим увеличением давления охладителя [2]. В то же время открытым остается вопрос о последствиях эксплуатации форсунок, дефекты которых приводят к несимметричному распределению потоков на охлаждаемой поверхности. **Целью настоящей работы** является исследования влияния частичного и полного нарушений подачи охладителя через форсунки в ЗВО на температурное состояние слитка.

Математическая модель процесса кристаллизации непрерывного слитка

Процесс кристаллизации жидкой стали может быть описан с помощью дифференциального уравнения теплопроводности с внутренним источником тепла:

$$\rho C \frac{dT}{d\tau} = \text{div}(\lambda \text{grad} T) + q_v, \quad (1)$$

где T – температура слитка; ρ , C и λ – плотность, теплоемкость и теплопроводность стали; q_v – объемный источник теплоты, определяемый как $q_v = \rho q_k \frac{\partial \psi}{\partial \tau}$; ψ – доля твердой фазы в локальной области слитка; q_k – удельная теплота кристаллизации стали.

Уравнение (1) удобно представить в следующем виде [6]:

$$\rho C_{ef} \frac{dT}{d\tau} = \text{div}(\lambda \text{grad} T), \quad (2)$$

где C_{ef} – эффективная теплоемкость, определяемая как:

$$C_{ef}(T) = \begin{cases} C_L, & T > T_L \\ C_L(1-\psi) + C_S\psi - q_k \frac{d\psi}{dT}, & T_S \leq T \leq T_L \\ C_S, & T < T_S \end{cases} \quad (3)$$

C_L и C_S – теплоемкости жидкой и твердой фаз, соответственно, T_L и T_S – температуры начала и окончания процесса кристаллизации.

Для нахождения доли твердой фазы используется эмпирическая зависимость:

$$\psi(T) = \left(\frac{T_L - T}{T_L - T_S} \right)^\gamma, \quad (4)$$

где γ – коэффициент, зависящий от марки стали.

Из-за того, что скорость распространения теплоты теплопроводностью в затвердевающем слитке обычно значительно меньше скорости разливки, то для упрощения задачи переносом тепла теплопроводностью в направлении движения слитка можно пренебречь. Тогда, используя систему координат, связанную с затвердевающим слитком, уравнение (2) можно представить в следующем виде:

$$\rho C_{эф} W \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad (5)$$

где x и y – координатные оси в поперечном сечении слитка, z – координата, направленная вдоль направления движения слитка; W – скорость разливки.

Граничные условия на поверхности слитка можно записать с помощью обобщенной зависимости:

$$\left\{ \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha_k (T - T_{охл}) \right\}_P, \quad (6)$$

где n – нормаль к поверхности; P – поверхность слитка; α_k – коэффициент теплоотдачи на k -ом участке МНЛЗ; $T_{охл}$ – температура охлаждающего тела.

Начальные условия имеют вид:

$$\{T = T_L + \Delta T_n\}_{\tau=0}, \quad (7)$$

где ΔT_n – температура перегрева стали.

В зоне вторичного охлаждения между каждой парой поддерживающих роликов можно выделить характерные участки, на которых преобладают различные способы отвода теплоты от поверхности слитка [7,8] (рис. 1). Они включают:

1) охлаждение путем контакта слитка с роликами;

2) излучение от поверхности слитка, расположенной между областью контакта с валком и участком, охлаждаемым струей от форсунки;

3) охлаждение набегающей струей воды или водовоздушной смеси;

4) излучение от поверхности слитка, расположенной между границей области охлаждения струей от форсунки и границей участка контакта с валком.

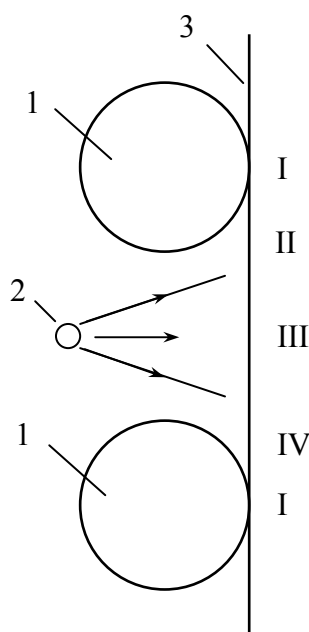


Рис. 1. Характерные участки теплообмена
I – IV между двумя соседними роликами:
1 – опорные ролики; 2 – форсунка;
3 – поверхность слитка

При достаточно высоком удельном расходе охладителя, особенно при использовании гидравлической системы, неиспарившаяся вода может стекать вниз и собираться во впадину от ролика. В этом случае имеет место сложный теплообмен между высокотемпературной поверхностью и прилегающей жидкостью. Характерные значения коэффициентов теплопередачи для рассмотренных выше участков были получены в [9].

Система уравнений (3) – (7) решалась методом конечных разностей на равномерной прямоугольной сетке. Для проверки математической модели были выполнены контрольные расчеты для шестиручье-вой МНЛЗ криволинейного типа Днепровского металлургического

комбината [1], в которой отливаются слитки прямоугольного сечения размером 335×400 мм. Скорость разливки составляет $0,4 - 0,7$ м/мин.

На рис. 2 показано сопоставление расчетных и экспериментальных данных [1], полученных при разливке для следующих условий: марка стали – Сталь 20, температура перегрева перед разливкой – 10°C , скорость разливки – $0,65$ м/мин.

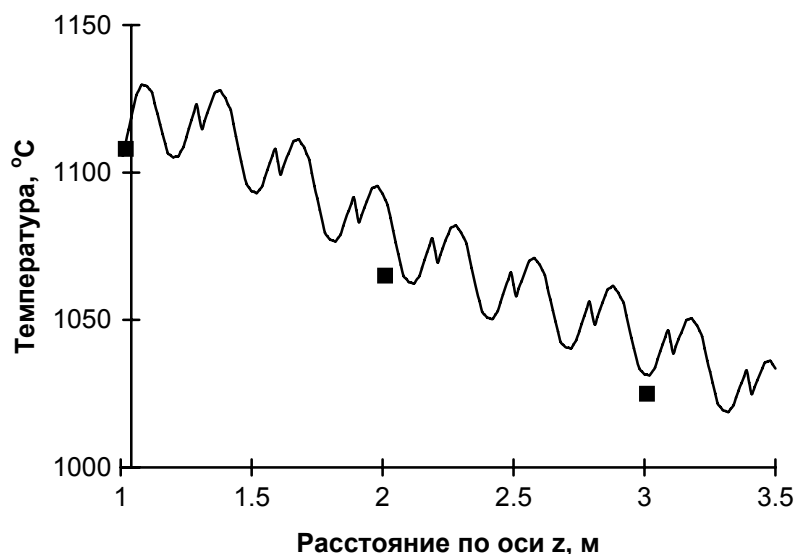


Рис. 2. Сопоставление расчетного распределения температуры поверхности слитка на начальном участке ЗВО с экспериментальными значениями (точки)

Из графика видно, что результаты моделирования достаточно хорошо согласуются с экспериментальными значениями температуры на свободных участках между роликами.

Результаты моделирования

Для исследования влияния полного и частичного выходов из строя форсунок зоны вторичного охлаждения на изменение температурного состояния поверхности непрерывно-литого слитка с помощью математической модели был выполнен ряд расчетов для условий, рассмотренных в предыдущем разделе. На рис. 3 – 6 показаны результаты моделирования различных случаев полного или частичного отказов работы отдельных охлаждающих форсунок в начале зоны вторичного охлаждения. При этом на рис. 3 – 5 приведено изменение температуры на оси поверхности слитка вдоль начального участка ЗВО. На

рис. 6 показано распределение температуры по ширине грани слитка после прохождения слитком форсунки 2.

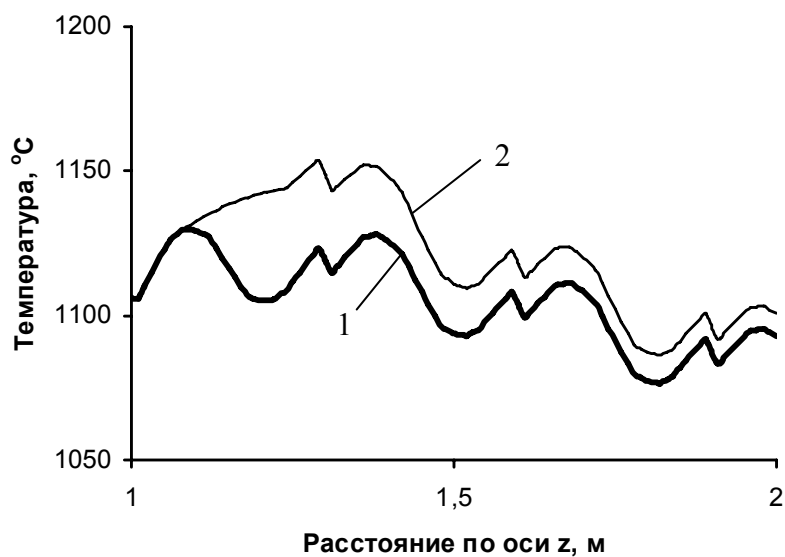


Рис. 3. Изменение температуры поверхности слитка на начальном участке ЗВО:
1 – нормальная работа форсунок;
2 – первая форсунка не работает

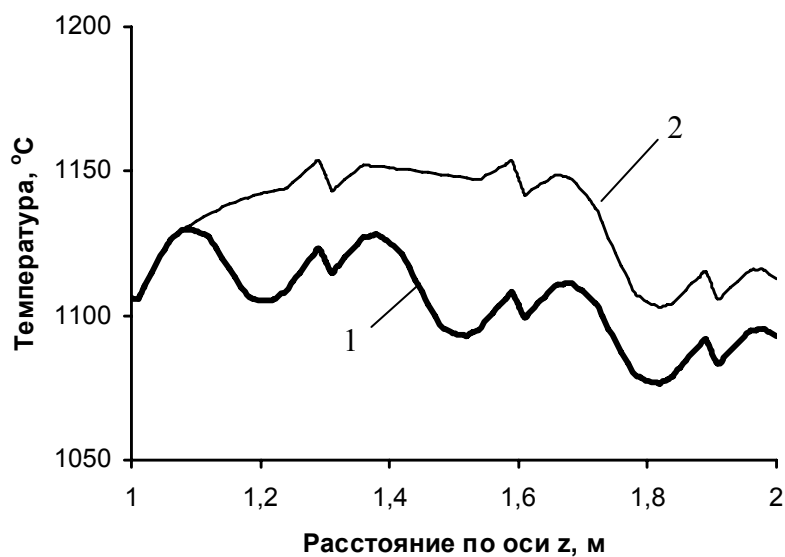


Рис. 4. Изменение температуры поверхности слитка на начальном участке ЗВО:
1 – нормальная работа форсунок;
2 – не работают форсунки 1 и 2



Рис. 5. Изменение температуры поверхности слитка на начальном участке ЗВО:
1 – нормальная работа форсунок,
2 – форсунки 1 и 2 орошают 50% поверхности

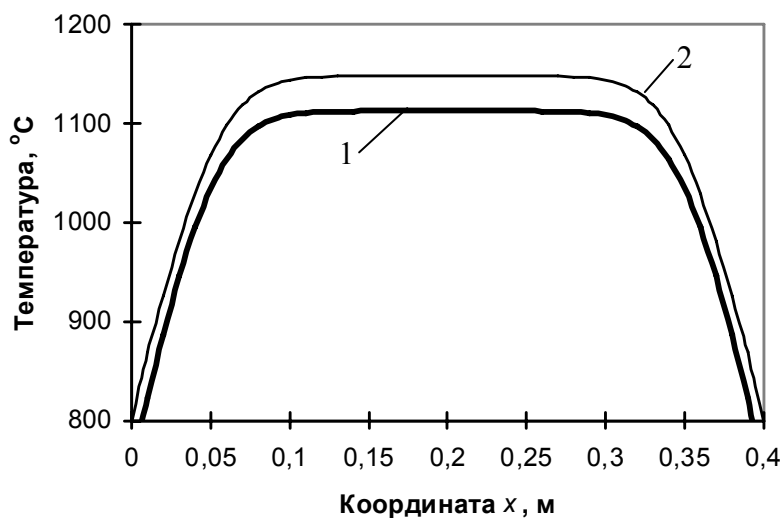


Рис. 6. Распределение температуры по ширине грани слитка ($z = 1,6$ м):
1 – нормальная работа форсунок;
2 – не работают форсунки 1 и 2

Как видно из приведенных выше результатов, наибольшее влияние на изменение температуры поверхности слитка оказывает выход из строя первой форсунки, расположенной непосредственно после

кристаллизатора. В то же время, даже частичный выход из строя двух соседних форсунок может привести к существенным изменениям температурного состояния слитка. Это особенно важно, так как частичную неработоспособность форсунок в отличие от полного выхода из строя (например, засорения) трудно идентифицировать.

Выводы

С помощью математической модели, учитывающей различие условий теплообмена между опорными роликами, выполнен ряд расчетов процесса кристаллизации слитка в МНЛЗ для различных случаев выхода из строя форсунок на начальном участке зоны вторичного охлаждения. Показано, что даже частичный выход из строя одной и, особенно, двух последовательных форсунок может привести к разогреву охлаждаемой поверхности слитка. Поэтому возможность такого явления должна учитываться при разработке систем управления охлаждением слитка в ЗВО.

Список литературы

1. Огурцов А. П. Непрерывное литье стали / Огурцов А. П., Гресс А. В. // Днепропетровск : Системные технологии, 2002. – 675 с.
2. Бирюков А. Б. Исследование температурного поля непрерывнолитой заготовки в пределах первого сектора зоны вторичного охлаждения высокоскоростных сортовых МНЛЗ / А. Б. Бирюков, В. В. Кравцов // Металл и литье Украины. – 2007. – № 8. – С. 12–16.
3. Бормосов Н. А. Экспериментальный стенд и методика исследования форсунок для охлаждения металла в МНЛЗ / Бормосов Н. А., Калягин Ю. А., Ламухин А. М. и др. // Сталь. – № 6. – 2003. – С. 35–40.
4. Паршин В. М. Анализ влияния работы системы вторичного охлаждения МНЛЗ на качество слябов трубной и судовой сталей / Паршин В. М., Тиняков В. В., Кияев С. В. и др. // Сталь. – № 11. – 2006. – С. 33–35.
5. Куклев А. В. Модернизация системы вторичного охлаждения МНЛЗ № 1 ККЦ Мариупольского металлургического комбината им. Ильича / Куклев А. В., Айзин Ю. М., Ижик А. К. и др. // Сталь. – № 12. – 2006. – С. 18–20.
6. Лисиенко В. Г. Теплотехнические основы технологии и конструирования машин непрерывного литья заготовок / Лисиенко В. Г., Самойлович Ю. А. // Красноярск : Изд-во Красноярского университета. – 1986. – 120 с.

7. Thomas B. G. The Formation of Panel Cracks in Steel Ingots : A State of the Art Review, Part I – Hot Ductility of Steel / Thomas B.G. et al. Transactions of the Iron and Steel Society, N 7. – 1986. – pp. 7–20.

8. Sengupta J. Understanding the Role Water-cooling Plays during Continuous Casting of Steel and Aluminum Alloys / J. Sengupta, B. G. Thomas, and M. A. Wells // MS&T 2004 Conference Proceedings, (New Orleans, LA), AIST, Warrendale, PA. – pp. 179–193.

9. M. El-Bealy, N. Leskinen, and H. Fredriksson, "Simulation of Cooling Conditions in Secondary Cooling Zones in Continuous Casting Process", Ironmaking and Steelmaking, 22(3), 1995. – pp. 246–255.

Рукопись поступила 01.09.2012 г.

УДК 621.577

Усенко А.Ю. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Бикмаев С.Р. — аспирант, НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УСТАНОВОК, РАБОТАЮЩИХ ПО ОРГАНИЧЕСКОМУ ЦИКЛУ РЕНКИНА

В статье рассмотрены системы ORC, повышающие К.П.Д. теплотехнических агрегатов за счет дополнительного использования теплоты отходящих продуктов сгорания, путем производства пара в контуре циркуляции низкокипящих органических жидкостей, для генерации электрической и тепловой энергий. Показано, насколько данные технологии эффективны для повышения экономических и экологических показателей промышленного производства.

Ключевые слова: органический цикл Ренкина; низкопотенциальный источник тепла; низкокипящее рабочее тело; хладагент; тепловой насос.

Введение

В условиях быстрого роста цен на органическое топливо, энергосбережение во всех отраслях промышленности является важнейшим фактором снижения себестоимости производства продукции и повышения её конкурентоспособности.

Как известно, потребление энергоносителей в экономике Украины в два-три раза больше, чем в странах Евросоюза, что приводит к низкой конкурентоспособности основной массы украинской продукции на мировых рынках. Проблема усугубляется еще и тем фактом, что Украина относится к энергодефицитным государствам, удовлетворяя за счет собственной добычи потребности в топливно-энергетических ресурсах менее, чем на половину.

По результатам исследования рейтинга энергоэффективности Украины, инициатором которого выступила компания СКМ [1], энергоэффективность украинской экономики составляет приблизительно 52 % от этого показателя в странах Европейского союза. Если бы Украина по эффективности потребления энергии приблизилась к европейскому уровню, стране удалось бы сэкономить топливные ресурсы, объем которых равен 34 млрд. кубометров природного газа. Для срав-

нения: в 2011 году Украина закупила у России 33 млрд. кубометров газа. Экономия от более разумного использования энергетических ресурсов могла бы составить более \$14 млрд. в ценах за газ, которые заложены в бюджет 2012 года.

Традиционно основной потребитель энергоресурсов в Украине – промышленность. На долю промышленности приходится 41 % потребления энергии, причем эффективность ее потребления находится на уровне 44 % от показателя ЕС. В частности, для металлургии показатель эффективности использования энергоресурсов находится на уровне 40 %. Повышение энергоэффективности промышленности является главной задачей на пути повышения конкурентоспособности производимой продукции и снижения вредных выбросов в окружающую среду.

Постановка задачи

Важнейшим направлением повышения энергетической эффективности производства является поиск путей рационального использования теплоты отходящих продуктов сгорания топлива.

Одним из наиболее эффективных способов решения данной задачи является разработка технологий и устройств типа ORC, позволяющих утилизировать тепловую энергию с низкими параметрами теплоносителей. Для энергетических установок, утилизирующих низкопотенциальную энергию, применяют низкикипящие рабочие тела (НРТ), которые имеют достаточно высокие давления насыщенных паров при низких температурах и поэтому давно привлекают внимание разработчиков в различных областях.

Принцип действия ORC-турбины

Принцип действия ORC-турбины похож на работу стандартной паровой турбины, за исключением того, что рабочим телом является органическая низкикипящая жидкость, позволяющая системе эффективно работать с использованием низкотемпературных источников тепла для производства электричества в широком диапазоне выходной мощности. На рисунке 1 представлена принципиальная схема установки на основе Органического Цикла Ренкина (ORC – Organic Rankine Cycle).

Органическая рабочая жидкость превращается в пар в испарителе, используя тепловой поток, проходящий в первичном теплообменнике. Рабочее тело проходит через турбину, обеспечивая необходимый крутящий момент для привода генератора, а затем конденсируется в кожухотрубном теплообменном аппарате, нагревая, например, воду до $80 \div 90$ °С, после чего закачиваются обратно в испаритель, за-

вершая, таким образом, термодинамический цикл Ренкина. При этом тепловые и охлаждающие источники напрямую не соприкасаются с рабочим телом и с турбиной (рис. 1).

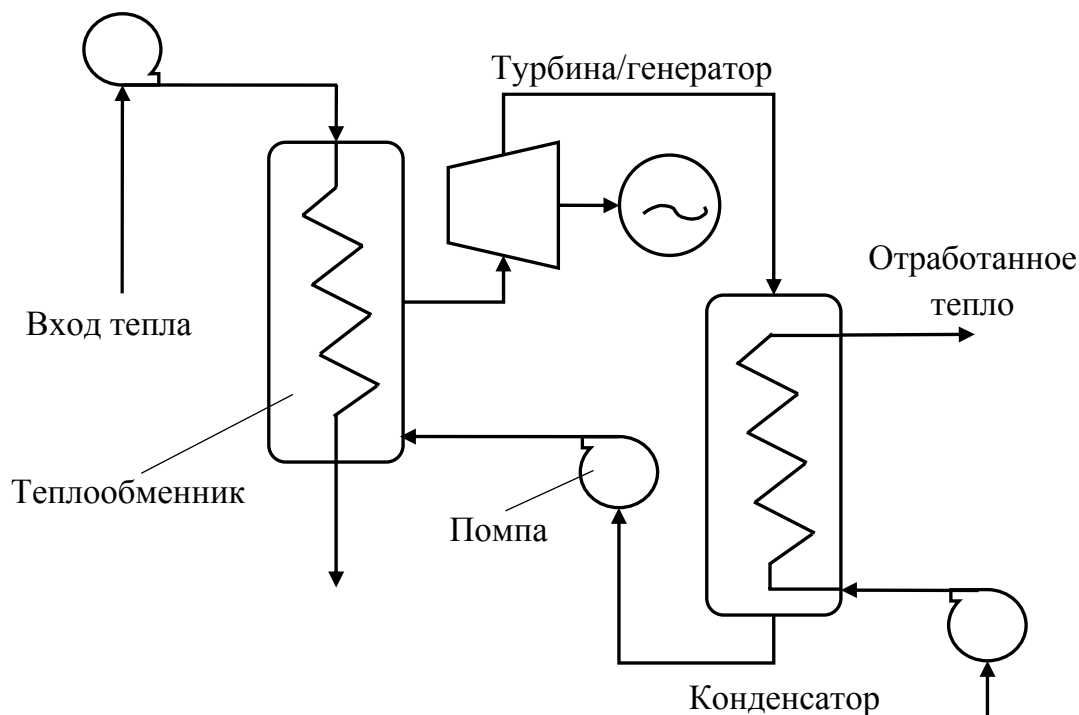


Рисунок 1 – Принципиальная схема установки на основе ORC-технологии

Выбор низкокипящего рабочего тела (НРТ)

В качестве НРТ применяют органические жидкости, такие как R123, R134, R245, R404 и др., которые характеризуются более низкой температурой кипения и значительно более высокой, по сравнению с водой, молекулярной массой, что позволяет снизить скорость вращения турбины и практически полностью предотвратить коррозионное разрушение ее лопаток, что присуще паровым турбинам.

При выборе НРТ необходимо учитывать ряд требований:

- дешевизна рабочего тела;
- низкая температура кипения;
- необходимые для работы теплофизические свойства;
- нетоксичность;
- отсутствие экологического воздействия на окружающую среду;
- замерзание при достаточно низких отрицательных температурах, что важно для климатических условий северных регионов;
- отсутствие вредного воздействия на лопатки турбины.

В таблице 1 представлены основные отличия между водой и хладагентами [2].

Таблица 1

Отличительные особенности воды и хладагентов [2]

Рабочее тело	Молекулярный вес, кг/кмоль	Критическая температура, °C	Температура кипения при 1 атм., °C
H ₂ O	18,02	373,0	100
R123	152,90	186,7	27,84
R245	134	154	15,30

Особенности применения контура с НРТ

Еще одной важной особенностью применения контура является независимость его структуры от типа первичного источника тепла. Например, его можно интегрировать с водогрейными котлами, которые нашли массовое применение благодаря простоте эксплуатации и отсутствию проблем с водоподготовкой, необходимой для паровых котлов.

По аналогичной схеме контур с НРТ может быть совмещен с потоками низкопотенциальных отходящих продуктов сгорания от промышленных печей и котлов для сжигания промышленных и бытовых отходов. Применение контура с НРТ позволяет простыми техническими средствами утилизировать тепло технологических процессов даже в тех случаях, когда традиционные методы неэффективны или невозможны. Рабочие тела различных технологических процессов, сбрасываемые обычно в окружающую среду, имеют различный химический состав и температуру. Отвод теплоты от этих рабочих тел можно производить с помощью простых по конструкции водяных котлов-утилизаторов, выпускаемых промышленностью. Далее нагретая вода подаётся в теплообменник парогенератора, в котором происходит передача теплоты от воды в контур с НРТ.

Таким образом, независимо от параметров и тепловой мощности базового котла при совмещении его с контуром НРТ, можно создать гарантированный источник дешевой электроэнергии для покрытия нагрузки собственных нужд водогрейных котельных или просто компактный изолированный источник тепла и электроэнергии с любым видом местного топлива, независимо от источника охлаждения, в том числе для отдаленных районов.

Выводы

Альтернативная энергетика развивается с каждым днем. Нефть и газ дорожают, и вместо их простого сжигания становятся востребо-

ванными другие, более эффективные, методы получения тепловой и электрической энергии. Технология Органического Цикла Ренкина обеспечивает рекуперацию отработанного тепла низкого качества для генерации полезной механической или электрической энергии, позволяет снизить расход ископаемого топлива, повысить эффективность теплотехнических установок, снизить экологическую нагрузку на окружающую среду.

Список литературы

1. Систем Кепитал Менеджмент – провідна фінансово-промислова група України [Электронный ресурс] http://www.scm.com.ua/sustainability/scm_social_projects/energy-efficiency/
2. Бабакин Б. С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем : Монография. – Рязань: Узорочье. – 2003. – 470 с.
3. Пустовалов Ю. В. Эксергический анализ парокомпрессионной теплонасосной установки с электроприводом // Системы теплоснабжения с нетрадиционными теплоисточниками. Тр. Ин-та ВНИПИ-Энергопром, 1982.
4. Regenerative Energiesysteme Grundlagen, Systemtechnik und Anwendungsbeispiele aus der Praxis Watter, Holger 2., erw. Aufl. 2011, 2011, XII, 348 S. 188 Abb.

Рукопись поступила 22.05.2012 г.

УДК 669.046:621.785.1

Усенко А.Ю. — к.т.н., доц., Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Радченко Ю.М. — к.т.н., доц., НМетАУ

Іванов В.І. — ст. викладач, Запорізька державна інженерна академія (ЗДІА)

Скачков В.О. — к.т.н., доц., ЗДІА

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКВІВАЛЕНТНОЇ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ЩІЛЬНОНАМОТАНИХ СТАЛЕВИХ РУЛОНІВ ІЗ ХОЛОДНОКАТАНОЇ ШТАБИ

Вирішено нелінійну обернену теплову задачу з визначення еквівалентної теплопровідності у радіальному напрямі щільнонамотаних рулонів сталевих штаби під час нагрівання в ковпаковій електропечі з примусовою циркуляцією захисної атмосфери.

Ключові слова: сталеві холоднокатана штаби; щільнонамотаний рулон; еквівалентний коефіцієнт теплопровідності.

Вступ

Нагрівання під термічну обробку щільнонамотаних рулонів із холоднокатаної штаби здійснюють у ковпакових електропечах, що працюють за наявності або відсутності примусової циркуляції захисної атмосфери в підмуфельному обсязі.

Найважливішим теплофізичним параметром, який суттєво впливає на процеси нагрівання й охолодження рулонів сталевих штаби у печах, є теплопровідність.

Відомо, що щільнонамотані сталеві рулони з холоднокатаної штаби відносять до шаруватих анізотропних тіл із різною теплопровідністю за осьовим і радіальним напрямом. Якщо за осьовим напрямом рулону величину даного теплофізичного параметра (λ_z), як правило, приймають такою, що дорівнює його значенню для суцільного матеріалу, то за радіальним напрямом рулону (λ_r) його значення є значно меншим, оскільки передавання теплоти здійснюється теплопровідністю через багат шарову циліндрову стінку, що складається з металевих і газових шарів, які чергуються, та випромінюванням між окремими витками рулонів.

У зв'язку з цим під час розрахунків нагрівання тіл зазначеного типу застосовують дані з еквівалентної теплопровідності [1].

У роботі [2] з використанням R -сіткової моделі розроблено та реалізовано на аналоговій обчислювальній машині «ЕІ-12» розрахунко-

во-експериментальну методику для визначення коефіцієнта еквівалентної теплопровідності (λ_r) у радіальному напрямі щільнонамотаних сталевих рулонів із холоднокатаної штаби, що нагрівають у ковпачкових електропечах за відсутності примусової циркуляції захисної атмосфери в підмуфельному обсязі.

Постановка завдання

Завданням даної роботи є розробка підходу до реалізації даної методики для щільнонамотаних сталевих рулонів, які нагрівають у ковпачкових електропечах з примусовою циркуляцією захисної атмосфери.

Основна частина досліджень

До основи методики покладено розв'язання оберненої задачі нестационарної теплопровідності на аналоговій обчислювальній машині «ЕІ-12» шляхом змінювання параметрів R -сітки з використанням математичної моделі процесу нагрівання рулонів у печі, а також експериментальних результатів.

Поле температури сталевих рулонів, що нагрівають, описують нелінійним тривимірним диференціальним рівнянням Фур'є в циліндричних координатах:

$$c \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda_r}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_\varphi \cdot \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (1)$$

де c , ρ – теплоємність, кДж/(кг·К), і щільність, кг/м³, металу сталевих штаб відповідно; T – температура, К; r , φ , z , τ – просторові та часова координати, м, рад, м, с, відповідно; λ_r , λ_φ , λ_z – коефіцієнти теплопровідності, Вт/(м·К), за координатами r , φ , z відповідно.

До математичної моделі, що визначає тепловий стан рулону в ковпачковій печі, окрім рівняння теплопровідності (1), входять краєві умови:

– початкова

$$T(r, \varphi, z, \tau) = T_0(r, \varphi, z, 0); \quad (2)$$

– межові умови третього роду на зовнішній і внутрішній бічних поверхнях рулону

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0, H} = \alpha_{випр, i} \cdot (T_{м, i} - T_{н, i}) + \alpha_{кон, i} \cdot (T_z - T_{н, i}); \quad (3)$$

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_{зов}} = \alpha_{випр,i} \cdot (T_{м,i} - T_{n,i}) + \alpha_{кон,i} \cdot (T_2 - T_{n,i}) ; \quad (4)$$

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_{вн}} = \alpha_{кон,i} \cdot (T_2 - T_{n,i}) , \quad (5)$$

де H – висота рулону, м; $r_{зов}$, $r_{вн}$ – зовнішній і внутрішній радіуси рулону, м, відповідно; $T_{n,i}$ – температура поверхні i -го рулону, К; $T_{м,i}$ – температура внутрішньої бічної поверхні муфеля, яку віднесено до i -го рулону, К; T_2 – температура захисної атмосфери, К; $\alpha_{випр,i}$, $\alpha_{кон,i}$ – коефіцієнти тепловіддачі випромінюванням і конвекцією, Вт/(м²·К), відповідно, які відносяться до i -го рулону.

Розглядають частину рулону (рис. 1), яку розділено в радіальному та осьовому напрямках на 25 елементарних об'ємів з геометричними розмірами Δr , $\Delta \varphi$ і Δz :

$$\Delta r = 0,2(r_{зов} - r_{вн}) ; \quad (6)$$

$$\Delta \varphi = 0,25 \pi ; \quad (7)$$

$$\Delta z = 0,2 H . \quad (8)$$

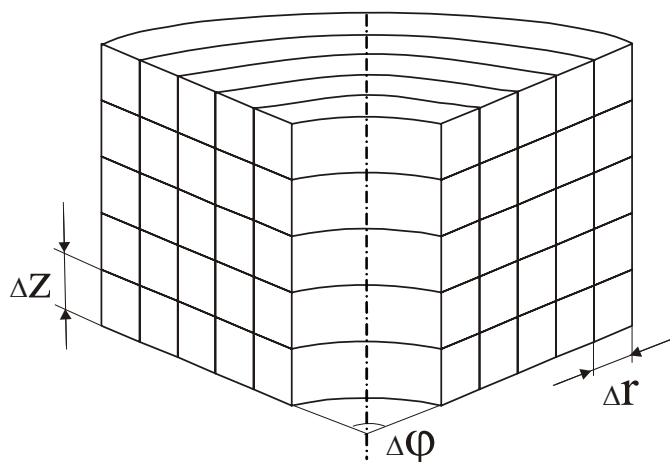


Рис. 1. Схема розділення розрахункової частини рулону на елементарні об'єми

Сумарну тривалість випробувань поділяють на інтервали Δt (кроки за часом).

Під час вирішення оберненої задачі теплопровідності використовували аналогію між рівнянням (1), записаним у кінцево-різнице-вому вигляді, та рівнянням електричних струмів у омічних опорах, що сходяться у вузлових точках [3].

На початковому етапі досліджень обчислюють:

– термічні опори теплопровідності (внутрішні електричні опори елементарних об’ємів рулону) $R_{\lambda,i}$:

$$R_{\lambda,r} = \frac{\Delta r \cdot R_N}{\lambda'_r \cdot \Delta z \cdot \Delta \varphi \cdot (r_0 \pm 0,25 \Delta r)} ; \quad (9)$$

$$R_{\lambda,\varphi} = \frac{\Delta \varphi \cdot R_N}{\lambda'_\varphi \cdot \Delta r \cdot \Delta z} ; \quad (10)$$

$$R_{\lambda,z} = \frac{\Delta z \cdot R_N}{\lambda'_z \cdot \Delta r \cdot \Delta \varphi \cdot r_0} ; \quad (11)$$

– термічні опори, що враховують теплоємність елементарних об’ємів R_τ :

$$R_\tau = \frac{\Delta \tau \cdot R_N}{c \cdot \gamma \cdot \Delta r \cdot \Delta z \cdot \Delta \varphi \cdot r_0} ; \quad (9)$$

– термічні опори, через які протікає електричний струм, що моделює тепловий потік (зовнішні електричні опори з боку зовнішньої, внутрішньої та торцевої поверхонь рулону), $R_{q,i}$:

$$R_{q,zov,i} = \frac{R_N}{\alpha_{zov,i} \cdot \Delta z \cdot \Delta \varphi \cdot r_{zov,i}} ; \quad (10)$$

$$R_{q,vn,i} = \frac{R_N}{\alpha_{vn,i} \cdot \Delta z \cdot \Delta \varphi \cdot r_{vn,i}} ; \quad (11)$$

$$R_{q,top,i} = \frac{R_N}{\alpha_{top,i} \cdot \Delta z \cdot \Delta \varphi \cdot r_0} , \quad (12)$$

де R_N – масштаб переходу від термічних опорів до електричних; $\alpha_{zov,i}$, $\alpha_{vn,i}$, $\alpha_{top,i}$ – коефіцієнти тепловіддачі на зовнішню та внутрішню бічні, а також на торцеві поверхні і-тих рулонів відповідно; r_0 – радіальна координата вузлової точки (центру елементарного об’єму).

Використовуючи R -сіткову модель, визначають значення температури захисної атмосфери, циркулюючої конвекторними кільцями окремих рулонів стопи (потенціали джерел), та коефіцієнтів тепловіддачі на внутрішній бічній поверхні рулонів (зовнішні електричні опори), що відповідають заданому рівню температури. При цьому припускають постійність температури захисної атмосфери за часовими інтервалами $\Delta \tau$ процесу нагрівання та відповідність розрахункових значень температури на зовнішній і внутрішній бічних поверхнях рулону (потенціали стоків) практичним даним, одержаним під

час теплового експерименту в ковпаковій електропечі. Потім визначають значення температури муфеля (потенціали джерел), які відповідають рівню температури зовнішньої бічної поверхні окремих рулонів стопи, а отже, і температури циркулюючої захисної атмосфери (потенціали стоків).

Під час проведення першої серії експериментів на аналоговій обчислювальній машині задають однакові умови конвективного теплообміну ($\alpha_{\text{конв},i} = \text{const}$) для всіх рулонів стопи за рівномірним розподілом захисної атмосфери конвекторними кільцями окремих рулонів. На кожному часовому інтервалі процесу нагрівання змінюють внутрішні електричні опори в радіальному напрямі різних рулонів до збігання поля температури, відомого з теплового експерименту, з полем потенціалів, одержаним на машині, та вирішують завдання визначення фіктивних значень коефіцієнта еквівалентної теплопровідності $\lambda'_{r,i}$ для різних рулонів за висотою стопи, коли розподіл об'єму захисної атмосфери щодо конвекторних кілець є рівномірним.

Під час використання в розрахунках занижених (завищених) значень коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією для верхніх (нижніх) рулонів стопи та дійсних значень температури для всіх рулонів одержують змінні щодо висоти стопи фіктивні значення коефіцієнта еквівалентної теплопровідності $\lambda'_{r,i}$ у радіальному напрямі різних рулонів. Дійсні ж значення даного теплофізичного параметра для всіх рулонів стопи є практично однаковими ($\lambda_{r,i} = \text{const}$).

Перед проведенням другої серії експериментів приймають, що відносні значення об'ємів захисної атмосфери, яка циркулює конвекторними кільцями окремих (i -тих) рулонів стопи, є пропорційними фіктивним значенням коефіцієнта еквівалентної теплопровідності, одержаним у першій серії експериментів:

$$g_{0,i} = \frac{\lambda'_{r,i}}{\sum_{i=1}^{n-1} \lambda'_{r,i} + k \cdot \lambda'_{r,i=n}} \cdot 100, \quad (13)$$

де $g_{0,i}$ – відносний об'єм захисної атмосфери, що циркулює конвекторними кільцями i -го рулону; $\lambda'_{r,i}$, $\lambda'_{r,i=n}$ – фіктивні значення коефіцієнта еквівалентної теплопровідності i -го та верхнього рулонів відповідно; k – коефіцієнт, що враховує об'єм захисної атмосфери, циркулюючої конвекторними кільцями верхнього рулону, $k = 0,5$.

Такий перерозподіл відносних об'ємів захисної атмосфери щодо конвекторних кілець окремих рулонів дозволяє уточнити умови конвективного теплообміну (межові умови) за висотою стопи та одержати під час подальшого моделювання на аналоговій обчислювальній ма-

шині дійсні та практично однакові значення коефіцієнта $\lambda_{r,i}$ для всіх рулонів.

Використовуючи запропонований підхід, визначали еквівалентну теплопровідність $\lambda_{r,i}$ за радіальним напрямом стопи із п'яти щільно-намотаних рулонів (зовнішній радіус 0,50 м, внутрішній – 0,20 м, висота – 0,32 м) холоднокатаної жерсті товщиною 0,30 мм із сталі 08кп.

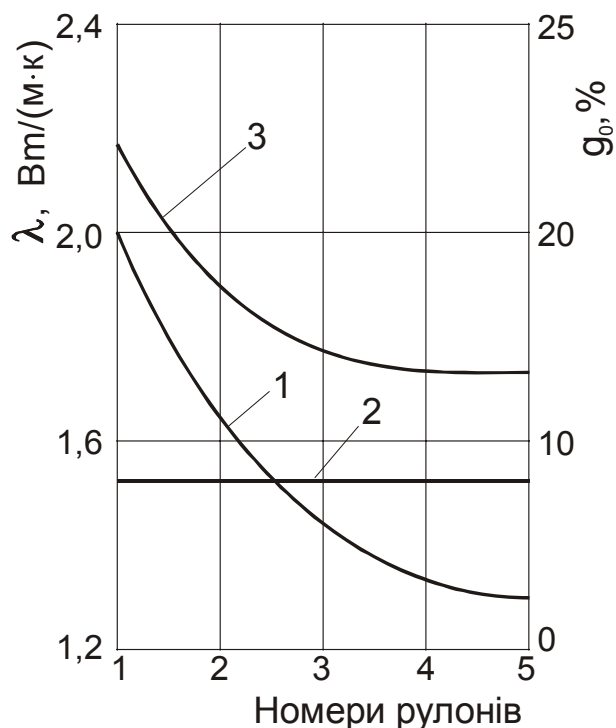


Рис. 2. Значення еквівалентних коефіцієнтів фіктивної (1) та дійсної (2) теплопровідності окремих рулонів стопи, а також розподіл відносних об'ємів захисної атмосфери (3) за висотою стопи

Як свідчать результати розрахунково-експериментальних досліджень (рис. 2), з одного боку, зафіксовано зниження значення відносного об'єму захисної атмосфери, циркулюючої конвекторними кільцями (крива 3) та фіктивних значень коефіцієнта еквівалентної теплопровідності $\lambda'_{r,i}$ (крива 2) в осьовому напрямі стопи (від її нижнього рулону до верхнього), а, з іншого, достатній рівень збіжності дійсних значень коефіцієнта $\lambda_{r,i}$ (лінія 1) з результатами експериментів, що наведено у роботі [1].

Висновки

Запропоновано методику дослідження коефіцієнта еквівалентної теплопровідності в радіальному напрямі рулонів із сталевих холоднокатаної штаби під час їх нагрівання в ковпакових електропечах з примусовою циркуляцією захисного газу. Виконано оцінку точності зазначеної методики шляхом порівняння результатів обчислення та значень експериментів, яка вказує на їх достатню збіжність.

Список літератури

1. Аптерман В. Н. Колпаковые печи / В. Н. Аптерман, Е. Г. Двейрин, В. М. Тымчак. – М. : Металлургия, 1965. – 235 с.
2. Про визначення еквівалентної теплопровідності щільнонамотаних сталевих рулонів / [Усенко Ю.І., Іванов В.І., Скачков В.О. та ін.] // Матеріали междунар. научно-практич. конф. «Научный прогресс на рубеже тысячелетий-2009». – Днепропетровск : Наука і освіта, 2009. – Т. 15. – С. 9-10.
3. Коздоба Л. А. Решение нелинейных задач теплопроводности / Л. А. Коздоба. – Киев : Наукова думка, 1976. – 186 с.

Рукопис надійшов 13.09.2012 р.

УДК 621.3.036:661.666.2

Яковлєва І.Г. — д.т.н., проф., Запорізька державна інженерна академія (ЗДІА)
Назаренко І.А. — асистент, ЗДІА

МАТЕМАТИЧНА ТРИВИМІРНА МОДЕЛЬ СТАТИЧНОГО НАГРІВУ ПЕКУ У ВЕРТИКАЛЬНИХ РЕЗЕРВУАРАХ

В роботі розглянуто питання, пов'язані з проблемами, які виникають при зберіганні високотемпературного пеку. Створено математичну модель, що відображає розподіл температур у ємності з пеком та дозволяє визначити необхідну витрату пари при різних варіаціях значень чинників, що впливають на процес зберігання пеку.

Ключові слова: високотемпературний пек; секційний підігрівач; резервуар.

Вступ

Пек з підвищеною температурою розм'якшення ($85 - 90\text{ }^{\circ}\text{C}$) використовується у виробництві електродів в якості зв'язуючої речовини. Це обумовлено економічною доцільністю: при виробництві електродних виробів знижується угар при обпалі, підвищується їх механічна міцність і електропровідність [1]. Останнім часом вимоги споживачів до цього виду електродної сировини значно підвищилися.

Дуже важливим є забезпечення необхідної якості пеку, яка залежить не тільки від технології його виробництва, а і від умов зберігання продукту.

На електродних підприємствах прийнята наступна система нагріву: забезпечення та підтримання необхідної температури здійснюється секційними паровими теплообмінниками, які встановлені у нижній частині резервуарів. Спочатку пара подається до резервуарів з високотемпературним пеком, мінімальна температура зберігання якого складає $185\text{ }^{\circ}\text{C}$, а потім – до резервуарів з середньотемпературним пеком (мінімальна температура зберігання $145\text{ }^{\circ}\text{C}$). Так як температура зберігання середньотемпературного пеку значно нижче, то проблем з його нагрівом не виникає. Теплоти, що віддає пара для підігріву високотемпературного пеку, не вистачає для досягнення необхідної температури, тому пек догрівають в електричній печі, після чого він подається на виробництво [2].

У зв'язку з нерівномірністю споживання пеку, наповнення ємностей постійно змінюється, змінюється і температура навколишнього середовища, а витрата пари для нагріву при цьому постійна. Це призводить до додаткової, невиправданої витрати пари і до фінансових

збитків. Отже, виникає необхідність в розробці більш ефективного режиму використання пари з метою зменшення енерговитрат. Для цього необхідно провести математичне моделювання процесу статичного нагріву пеку в резервуарах.

Математичне моделювання процесу статичного нагріву пеку

Нагрів секційними підігрівачами проміжним теплоносієм (парою) має високий тепловий ефект. Загалом, такий спосіб підігріву відповідає потребам технології, але підтримання температури високотемпературного пеку на необхідному рівні не забезпечує [5].

Для вибору раціонального режиму подачі пари з метою зменшення енерговитрат необхідно провести математичне моделювання процесу нагріву пеку. При моделюванні необхідно виявити залежність між наповненням резервуарів, температурою, до якої необхідно догріти пек перед подачею його до виробництва, температурою навколишнього середовища, з одного боку, та витратою пари, що необхідна для нагріву, з іншого.

В пакеті програм Comsol створено тривимірну модель, що відображає теплові потоки у ємності з пеком (рис. 1).

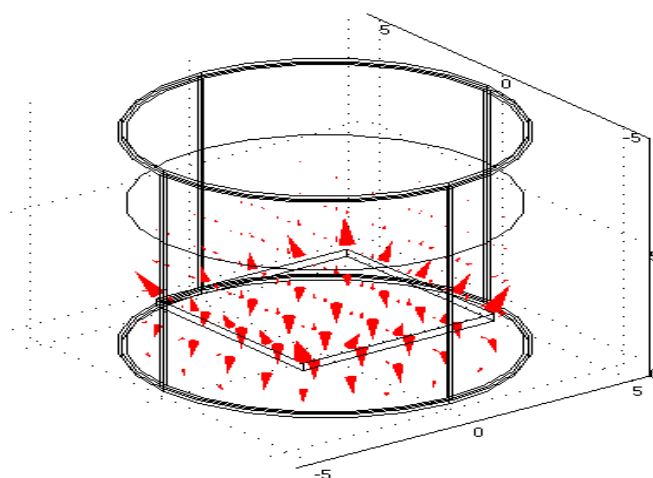


Рис. 1. Теплові потоки у ємності з пеком

У пакеті програм Matlab створено тривимірну модель ємності з пеком. Температурне поле в ній визначається рівнянням теплопровідності Фур'є:

$$c \cdot \rho \cdot \frac{dT}{d\tau} = \frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dT}{dx} \right) + \frac{d}{dy} \left(\lambda \frac{dT}{dy} \right) + \frac{d}{dz} \left(\lambda \frac{dT}{dz} \right). \quad (1)$$

Для отримання рішення для даного технологічного процесу, окрім основного рівняння, задано додаткові характерні умови однозначності:

– геометричні (резервуар має циліндричну форму, який розташовано вертикально. Діаметр ємності $d = 10$ м; висота ємності $h = 9$ м; товщина стінок $\delta_{\text{ме}} = 0,012$ м; товщина ізоляції $\delta_{\text{із}} = 0,010$ м);

– фізичні (теплофізичні властивості пеку: густина $\rho_{\text{п}} = 1,201$ кг/м³, теплоємність $c_{\text{п}} = 1,621$ кДж/(кг·К), коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{п}} = 0,1605$ Вт/(м·К), матеріал ємності – сталь; матеріал ізоляції – мінеральна вата);

– початкові і граничні умови: граничні умови – середня температура навколишнього середовища за розрахунковий період $t_{\text{нс}}$; початкові умови – температура пеку в ємностях на початку підігріву $t_{\text{нп}}$; зовнішня температура стінок ємності $t_{\text{сз}}$.

Задачу теплопровідності було розв'язано методом кінцевих різниць. Схема розташування дискретних точок – вузлах сітки наведено на рис. 2.

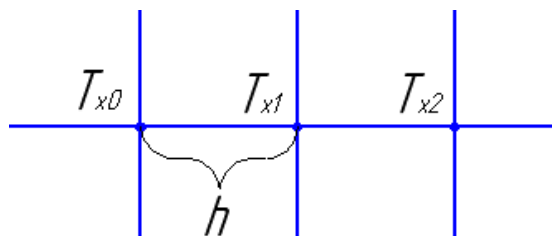


Рис. 2. Схема розташування дискретних точок по осі Oх

Для похідної другого порядку для осі Oх:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{T_{x2} - 2 \cdot T_{x1} + T_{x0}}{h^2}, \quad (2)$$

де T_{x0}, T_{x1}, T_{x2} – значення температури в попередній момент часу в точках, що межують з точкою, температура якої визначається; h – крок диференціювання.

Таким чином, зміну температури по кожній з координатних осей можна визначити:

– у напрямку осі Oх (за радіусом):

$$\frac{d^2T}{dx^2}(n1, n2, n3, nt) = ((T(n1 + 1, n2, n3, nt - 1) + T(n1, n2, n3, nt - 1) + T(n1 - 1, n2, n3, nt - 1)) / h^2). \quad (3)$$

– аналогічно у напрямку осі Oу (по колу):

$$\frac{d^2T}{dy^2}(n1, n2, n3, nt) = ((T(n1, n2 + 1, n3, nt - 1) + T(n1, n2, n3, nt - 1) + T(n1, n2 - 1, n3, nt - 1)) / h^2); \quad (4)$$

– у напрямку осі Oz (за висотою):

$$\frac{d^2T}{dz^2}(n1, n2, n3, nt) = ((T(n1, n2, n3 + 1, nt - 1) + T(n1, n2, n3, nt - 1) + T(n1, n2, n3 - 1, nt - 1)) / hz^2, \quad (5)$$

де $n1, n2, n3$ – координати точок відповідно по осям x, y, z ; nt – момент часу.

Приріст температури для даної точки:

$$dT = \frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} + \frac{d^2T}{dz^2} \right) d\tau. \quad (6)$$

Температура на даний момент часу визначається як:

$$T(n1, n2, n3, nt) = T(n1, n2, n3, nt - 1) + dT(n1, n2, n3, nt), \quad (7)$$

де $T(n1, n2, n3, nt-1)$ – температура в попередній момент часу.

В результаті моделювання отримано тривимірний графік зміни температури у центральному перерізі ємності у заданий проміжок часу (рис. 3).

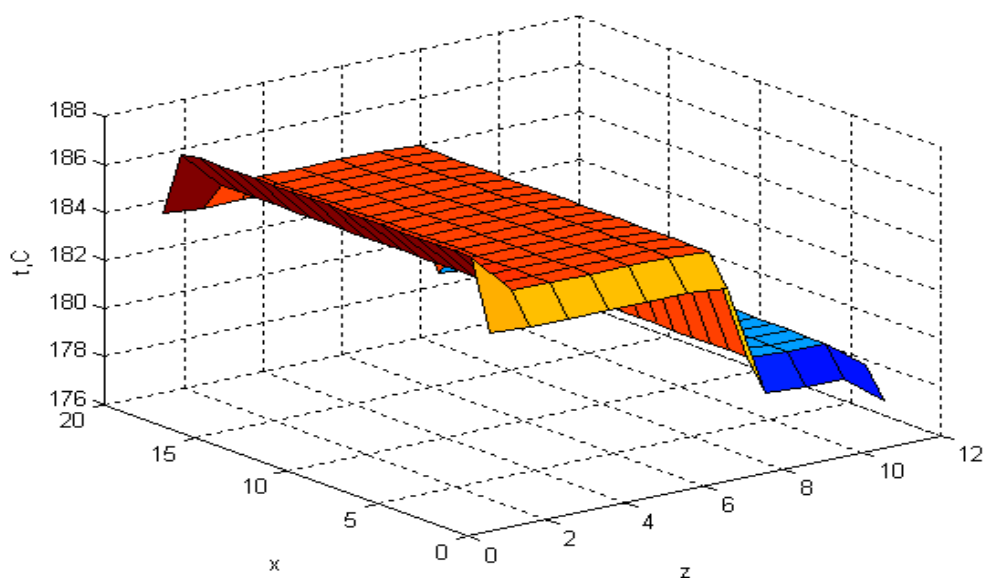


Рис. 3. Розподіл температур по центральному перерізі ємності

З графіку видно, що найнижчу температуру ($176\text{ }^{\circ}\text{C}$) мають точки у верхній частині ємності за її периметром, найвищу ($185\text{ }^{\circ}\text{C}$) – точки у нижній частині по центру ємності біля підігрівача. Також можна зробити висновок, що секційним підігрівачем, що знаходиться у нижній частині ємності, неможливо догріти пек до температури $195 - 205\text{ }^{\circ}\text{C}$, яка передбачена технологією. Отже треба дослідити та виявити більш ефективний спосіб нагріву в'язкої рідини у резервуарах.

У пакеті програм Matlab за допомогою створеної моделі було проведено варіантні розрахунки при зміні одного з параметрів: температури навколишнього середовища, наповнення ємності. Отримані результати наведено на рис. 4 та рис. 5.

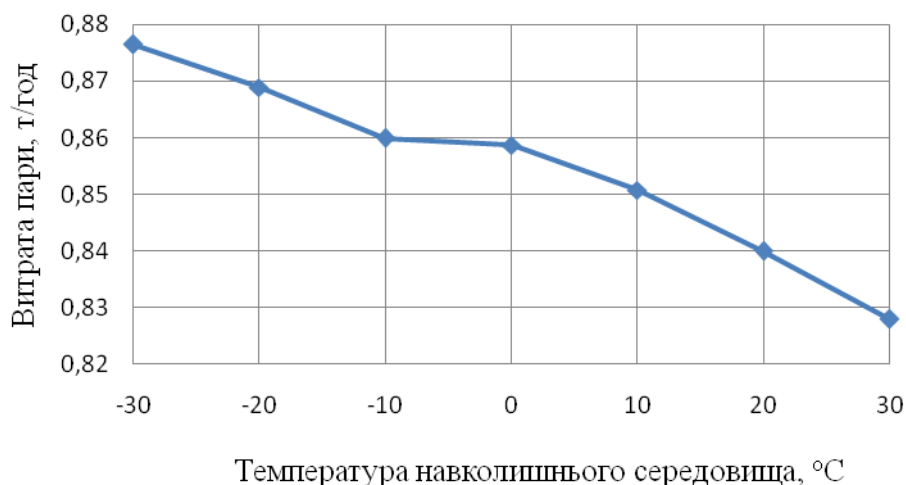


Рис. 4. Залежність витрати пари для нагріву пеку від температури навколишнього середовища

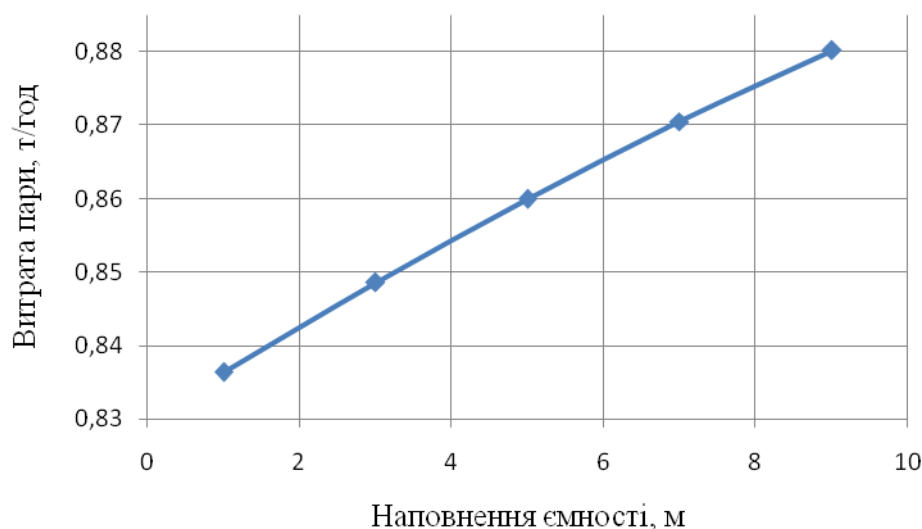


Рис. 5. Залежність витрати пари від наповнення ємності

Видно, що витрата пари в залежності від температури навколишнього середовища та наповнення ємності змінюється несуттєво (різниця між максимально зимовим та літнім режимами складає близько 6 %). Цей факт підтверджує неефективність статичного способу нагріву.

Аналіз нагріву пеку у резервуарі доводить, що найбільш характерними параметрами, які впливають на протікання процесу є напов-

нення ємності (X_1); температура навколишнього середовища (X_2); витрата пари (X_3).

За результатами експерименту, які виконувались згідно до матриці планування, отримано регресійну залежність між параметрами оптимізації та змінними факторами у вигляді поліному першого порядку:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + b_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + b_{23} \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (8)$$

Після визначення вільного члену рівняння, коефіцієнтів для лінійних членів та коефіцієнтів парних взаємодій отримано:

$$y = 190,9 - 5,125 \cdot x_1 - 1,625 \cdot x_2 - 0,375 \cdot x_3 + 0,875 \cdot x_1 \cdot x_2 + 3,125 \cdot x_1 \cdot x_3 - 2,375 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (9)$$

З метою оцінки значущості коефіцієнтів і перевірки адекватності рівняння проведено їх статичний аналіз. Оцінка значущості виконувалася за критерієм Ст'юдента. Для цього скористалися таблицею значень критерію Ст'юдента [6]. Довірча вірогідність була прийнята рівною 90 %. Тому значущими вважаються коефіцієнти, значення критерію Ст'юдента для яких перевищує 1,86, тобто коефіцієнти b_0 і b_1 .

Отримано рівняння:

$$y = 190,9 - 5,125 \cdot x_1 + 3,125 \cdot x_1 \cdot x_3. \quad (10)$$

Перевірку адекватності моделі провели за критерієм Фішера. Так як розрахункове значення критерію Фішера $F_p = 1,2$ менше за табличне $F_T = 2,9$, то модель вважається адекватною. Аналіз отриманих результатів показує, що на температуру пеку у ємності впливають такі фактори, як наповнення ємності та витрата пари. За отриманим рівнянням регресії побудовано графік залежності температури пеку у резервуарі від його наповнення (рис. 6).

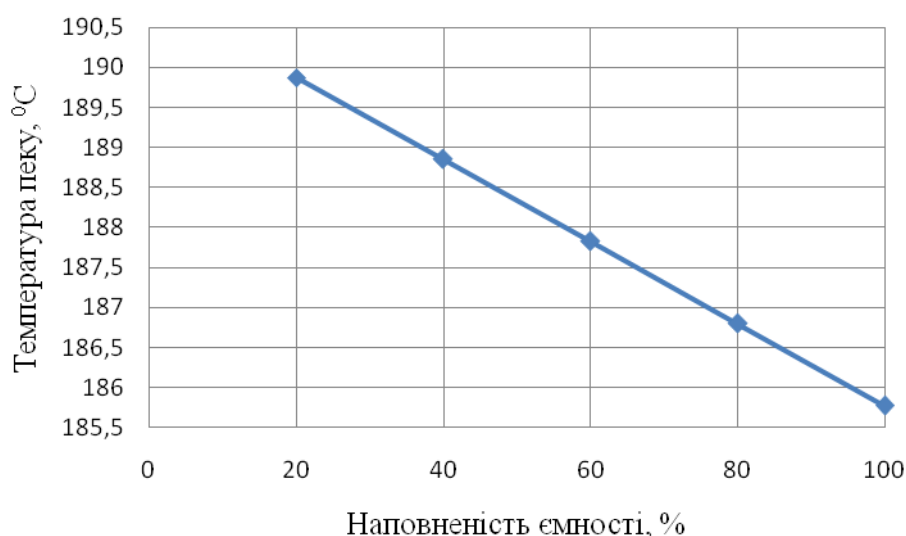


Рис. 6. Залежність температури пеку від наповнення ємності

Видно, що залежність температури пеку від наповненості ємності має лінійний характер.

Отримані результати досліджень дозволяють визначити шляхи вдосконалення роботи системи нагріву пеку. Для забезпечення необхідної температури пеку, а також для ефективного використання пари рекомендувати проводити нагрів при наповненні ємностей не більш ніж на 60 %, або впровадити іншу систему нагріву, а саме циркуляційний нагрів.

Висновки

Для раціонального та економічного нагріву пеку рекомендувати проводити процес нагріву при наповненні ємності не більш ніж на 60 %, при температурі гріючої пари 260 °С. Або впровадити один з альтернативних способів нагріву пеку – циркуляційний або електричний нагрів. Що, за попередніми розрахунками, приведе до більш рівномірного розподілу температури пеку у ємності, та дозволить раціонально використовувати пару і доправити замовнику на виробництво пек високої якості.

Список літератури

1. Питюлин И. Н. Научно-технические основы создания каменноугольных углеродистых материалов для многогабаритных электродов : Монография. – Харьков, 2004. – 480 с.
2. Комплект документов на передельную технологическую инструкцию по сливу, хранению, передаче каменноугольного пека в производство и переработку отходов пека. – Запорожье: Укрграфит, 2010. – 17 с.
3. Назмеев Ю. Г. Теплоперенос и гидродинамика в системах хранения жидкого органического топлива и нефтепродуктов / Ю. Г. Назмеев. – М. : Издательский дом МЭИ, 2005. – 368 с.
4. Павлович О. Н. Состав, свойства и перспективы переработки каменноугольной смолы: Учебное пособие. – Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2006. – 41 с.
5. Привалов В. Е. Каменноугольный пек / В. Е. Привалов, М. А. Степаненко. – М. : Металлургия, 1981. – 387 с.
6. Румянцев Б. М. Тепловые установки в производстве строительных материалов и изделий / Б. М. Румянцев, В. П. Журба. – М. : Высшая школа, 1991. – 159 с.

Рукопис надійшов 24.10.2011 р.

АНОТАЦІЇ

УДК 697.1

Безродний М.К., Дранік Т.В.

Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми кондиціонування повітря з рекуператором холоду.

С. 5 – 16.

Укр.

Бібл. – 8 назв.

Розглянута теплонасосна схема кондиціонування повітря з рекуператором. Отримано основні залежності для оцінки термодинамічної ефективності цієї схеми. Проведено розрахунковий аналіз ефективності схеми. Показано, що використання рекуператора холоду для попереднього охолодження припливного повітря перед подачею його до теплового насоса та утилізації холоду витяжного повітря є ефективним рішенням в теплонасосних системах кондиціонування повітря.

Ключові слова: тепловий насос; кондиціонування повітря; рекуператор; термодинамічна ефективність.

Безродный М.К., Драник Т.В.

Термодинамическая эффективность теплонасосной схемы кондиционирования воздуха с рекуператором холода.

Рассмотрена теплонасосная схема кондиционирования воздуха с рекуператором. Получены основные зависимости для оценки термодинамической эффективности этой схемы. Проведен расчетный анализ эффективности схемы. Показано, что использование рекуператора холода для предварительного охлаждения приточного воздуха перед подачей его к тепловому насосу и утилизации холода вытяжного воздуха является эффективным решением в теплонасосных системах кондиционирования воздуха.

Ключевые слова: тепловой насос; кондиционирование воздуха; рекуператор; термодинамическая эффективность.

Bezrodny M.K., Dranik T.V.

Thermodynamic efficiency of the heat pump air-conditioning scheme with recuperation of cold.

The paper analysis the heat pump air-conditioning scheme with heat recovery. The basic equations for evaluation of thermodynamic efficiency of the scheme are obtained. The calculation analysis efficiency of the scheme is performed. It is shown that the use of the cold recuperator to pre-cool incoming air before feeding it to the heat pump and utilization of exhaust air cold is an effective solution to the heat pump air conditioning systems.

Keywords: heat pump; air conditioning; recuperator; the thermodynamic efficiency.

УДК 621.577

Безродний М.К., Кутра Д.С.

Термодинамічна ефективність теплонасосної установки для сушіння деревини з повною рециркуляцією та байпасуванням сушильного агента.

С. 17 – 26.

Укр.

Бібл. – 8 назв.

Авторами проаналізована схема теплонасосної сушильної установки для сушіння деревини з повною рециркуляцією відпрацьованого сушильного агента і байпасуванням теплового насоса. Термодинамічний аналіз показав, що застосування такого варіанта включення теплового насоса в сушильний тракт приводить до істотного підвищення термодинамічної ефективності сушарки в порівнянні зі схемами теплонасосних сушарок для сушіння деревини із частковою рециркуляцією. Сформульовані умови досягнення максимальної ефективності роботи теплонасосної сушильної системи.

Ключові слова: тепловий насос; сушіння деревини; повна рециркуляція; байпасування.

Безродный М.К., Кутра Д.С.

Термодинамическая эффективность теплонасосной установки для сушки древесины с полной рециркуляцией и байпасированием сушильного агента.

Авторами проанализирована схема теплонасосной сушильной установки для сушки древесины с полной рециркуляцией отработанного сушильного агента и байпасированием теплового насоса. Термодинамический анализ показал, что применение такого варианта включения теплового насоса в сушильный тракт приводит к существенному повышению термодинамической эффективности сушилки по сравнению со схемами теплонасосных сушилок для сушки древесины с частичной рециркуляцией. Сформулированы условия достижения максимальной эффективности работы теплонасосной сушильной системы.

Ключевые слова: тепловой насос; сушка древесины; полная рециркуляция; байпасирование.

Bezrodny M.K., Kutra D.S.

Thermodynamic efficiency of heat pump dryer for drying of wood with full recycling and bypassing of the drying agent.

The authors examine heat pump drying dehumidifier for drying of wood with the full recycling of used drying agent and bypassing of heat pump. The thermodynamic analysis shows that this type of circuit solutions including heat pump drying path leads to a significant increase in thermodynamic efficiency of the dryer compared with the heat pump recirculation

schemes of wood dryers. The conditions to achieve maximum energy efficiency of heat pump drying system are formulated.

Keywords: heat pump; drying of wood; full recycling; bypassing.

УДК 621.577

Безродний М.К., Кутра Д.С., Вовк В.В.

Термодинамічний аналіз теплонасосних сушильних установок для сушіння зерна.

С. 27 – 40.

Укр.

Бібл. – 7 назв.

В роботі наведено результати термодинамічного аналізу традиційних і теплонасосних утилізаційних та рециркуляційних схем установок конвективного сушіння зерна. Показано вплив організації рециркуляції на підвищення ефективності роботи сушильних систем. Зроблені висновки щодо ефективності роботи теплонасосних сушарок, а також отримані кількісні характеристики коефіцієнту використання зовнішньої енергії на випаровування вологи.

Ключові слова: тепловий насос, сушіння зерна, рециркуляція.

Безродный М.К., Кутра Д.С., Вовк В.В.

Термодинамический анализ теплонасосных сушильных установок для сушки зерна.

В работе приведены результаты термодинамического анализа традиционных и теплонасосных утилизационных и рециркуляционных схем установок конвективной сушки зерна. Показано влияние организации рециркуляции на повышение эффективности работы сушильных систем. Сделаны выводы об эффективности работы теплонасосных сушилок, а также получены количественные характеристики коэффициента использования внешней энергии на испарение влаги.

Ключевые слова: тепловой насос; сушка зерна; рециркуляция.

Bezrodny M.K., Kutra D.S., Vovk V.V.

Thermodynamic analysis of heat pump dryers for drying grain.

The paper presents the results of the thermodynamic analysis of conventional and heat pump utilizing and recirculation schemes of the convective drying of grain. The influence of the organization of recirculation on the increase in efficiency of drying systems has been showed. The conclusions as to the effectiveness of the heat pump dryers, as well as the quantitative characteristics of utilization rates of external energy consumption for evaporation have been made.

Keywords: heat pump; drying of grain; recirculation.

УДК 621.746

Бирюков А.Б.

Исследование тепловых аспектов использования сортовой МНЛЗ в рамках литейно-прокатного модуля.

С. 41 – 48.

Рус.

Библ. – 5 назв.

При помощи метода математического моделирования изучено тепловое состояние заготовок, отливаемых на сортовых МНЛЗ, после порезки. Для анализа выбраны рядовые и высококачественные марки стали. Показано, что для случая разливки рядовых марок стали на МНЛЗ с 8-метровым радиусом загиба на повышенных скоростях теплосодержание металла заготовок достаточно для прямой прокатки, но необходимо выравнивание температурного поля, для чего предложено использовать хорошо изолированный печной агрегат. В случае разливки высококачественных марок стали на пониженных скоростях среднемассовая энтальпия на 10 – 15 % ниже требуемого для прокатки значения. Показано, что догрев таких заготовок в печном агрегате может быть произведен в течение времени, сопоставимого с продолжительностью формирования заготовки в пределах МНЛЗ.

Ключевые слова: непрерывная разливка стали; скорость разливки; прокатка; среднемассовая энтальпия металла; нагревательная печь.

Бірюков О.Б.

Дослідження теплових аспектів використання сортової МБЛЗ в рамках ливарно-прокатного модуля.

За допомогою метода математичного моделювання досліджено тепловий стан заготовок, що розливаються на сортових МБЛЗ, після порізки. Для аналізу обрано рядові та високоякісні марки сталі. Показано, що для випадку розливання рядових марок сталі на МБЛЗ з 8-метровим радіусом загибання на підвищених швидкостях тепловміст металу заготовок є достатнім для прямої прокатки, але необхідно вирівнювання температурного поля, для чого необхідно використовувати добре ізольований пічний агрегат. У випадку розливання високоякісних марок сталі на понижених швидкостях середньомасова ентальпія на 10 – 15 % нижче необхідного для прокатки значення. Показано, що догрівання таких заготовок в пічному агрегаті може бути виконано протягом часу, відповідного проміжку формування заготовки в рамках МБЛЗ.

Ключові слова: безперервне розливання сталі; швидкість розливання; прокатка; середньомасова ентальпія; нагрівальна піч.

Biriukov A.B.

Research into thermal aspects of billet continuous casting machines within cast-rolling module.

Mathematical simulation method is used to study the thermal state of billets formed on continuous casters. Ordinary and high-quality steel grades are considered. It is demonstrated that for the case of ordinary steel grades casting on the machine with 8-meter bending radius at high casting-rates metal heat content is sufficient for direct rolling. However, smoothing of temperature field is necessary, for which it is proposed to utilize a well-insulated furnace aggregate. In case of high-quality steel grades casting at low casting rates mass average enthalpy is lower than the required rolling value by 10 – 15 %. It is proved that after-heating of such billets can be realized in furnace aggregate during the time period comparable to billet forming period on the continuous caster.

Kew-words: steel continuous-casting; casting rate; rolling; mass average enthalpy; heating furnace.

УДК 66.041:666.92

Бойко В.Н., Еремина Э.А.

Расчет циклонных теплообменников для охлаждения мелко-дисперсных материалов.

С. 49 – 56.

Рус.

Библ. – 6 назв.

Рассмотрена методика расчета циклонных теплообменников для охлаждения мелкодисперсных материалов. Расчет охладителя построен на решении уравнений материальных и тепловых балансов его элементов, что позволяет определить значения материальных потоков, температуры материала и газового потока по тракту теплообменника. Метод может быть использован также для расчета циклонных теплообменников, предназначенных для подогрева порошкообразных материалов. Уравнения теплового баланса учитывают возможные подсосы воздуха и изменения по тракту охладителя теплофизических характеристик твердой и газовой фаз, незавершенность теплообмена между твердой и газовой фазами, потери теплоты в окружающую среду.

Ключевые слова: циклонный теплообменник; мелкодисперсный материал; охладитель; подогреватель; степень теплообмена.

Бойко В.М., Єрєміна Е.А.

Розрахунок циклонних теплообмінників для охолодження дрібно-дисперсних матеріалів.

Розглянуто методику розрахунку циклонних теплообмінників для охолодження дрібнодисперсних матеріалів. Розрахунок охолоджувача побудований на рішенні рівнянь матеріальних і теплових балансів його елементів, що дозволяє визначити значення матеріальних потоків, температури матеріалу і газового потоку по тракту теплообмінника.

Метод може бути використаний також для розрахунку циклонних теплообмінників, призначених для підігріву порошкоподібних матеріалів. Рівняння теплового балансу враховують можливі підсмоктування повітря і зміни по тракту охолоджувача теплофізичних характеристик твердої і газової фаз, незавершеність теплообміну між твердою і газовою фазами, втрати теплоти до навколишнього середовища.

Ключові слова: циклонний теплообмінник; дрібнодисперсний матеріал; охолоджувач; підігрівник; ступінь теплообміну.

Boyko V.N., Yeriomina E.A.

The cyclone heat exchangers calculation for cooling of fine dispersive materials.

The methods of cyclone heat exchangers calculation for cooling of fine dispersive materials were examined. The cooler calculation is based on using the equations of material and thermal balances of its elements, which allows to determine the material streams, temperature of material and gas in the heat-exchange conduits. This method can be used for the cyclone heat exchangers calculation designed for heating powdered materials. Heat balance equation takes into account the possible air leaks and changes of engineering parameters of solid and gas phases along the cooler conduits, incomplete heat exchange between the solid and gas phases, and also the heat loss to the environment.

Key words: cyclone heat exchanger; fine dispersive material; cooler; heater; heat exchange step.

УДК 532.525.6

Гичёв Ю.А., Бершадский А.И., Израелян К.А., Перцевой В.А.

Исследование взаимодействия газовой струи со сталевыпускным отверстием в системе газодинамической отсечки шлака.

С. 57 – 67.

Рус.

Библ. – 6 назв.

Приведены результаты расчета сопла и изменение параметров газовой струи при истечении на сталевыпускное отверстие в системе газодинамической отсечки шлака. Установлен характер изменения избыточного давления струи, обеспечивающего запирание шлака. Выполнено расчетное исследование диссипации энергии газовой струи, натекающей на летку конвертера. Результаты работы могут быть использованы при конструировании соплового аппарата системы газодинамической отсечки шлака для сталеплавильных конвертеров.

Ключевые слова: газодинамическая отсечка; шлак; конвертер; газовая струя; сопло; тупиковый канал.

Гічов Ю.О., Бершадський А.І., Ізраелян К.А., Перцевий В.О.

Дослідження взаємодії газового струменя зі сталювипускним отвором в системі газодинамічного відсічення шлаку.

Приведені результати розрахунку сопла і зміна параметрів газового струменя при виділенні на сталювипускний отвір в системі газодинамічного відсічення шлаку. Встановлений характер зміни надлишкового тиску струменя, що забезпечує замикання шлаку. Виконано розрахункове дослідження дисипації енергії газового струменя, що витікає на лютку конвертера. Результати роботи можуть бути використані при конструюванні соплового апарату системи газодинамічного відсічення шлаку для сталеплавильних конвертерів.

Ключові слова: газодинамічне відсічення; шлак; конвертер; газовий струмінь; сопло; тупиковий канал.

Gichov Y.A., Bershadsky A.I., Israelyan K.A., Pertsevov V.A.

The research into interaction of the gas stream with the steelreleasing opening in the system of gasdynamic shutoff of the slag.

There paper presents the results of nozzle calculation and changing of the parameters of the gas stream at the effluxion of the steelreleasing opening in the system of gasdynamic shutoff of the slag. The nature of the change of the stream superfluous pressure that ensures locking up of the slag is established. Numerical research into dissipation of the gas stream energy that accumulates on the converter notch is executed. The results of the work can be used in designing the nozzle device in the system of the gasdynamic shutoff of slag for steel-smelting converters.

Key words: gasdynamic shutoff; slag, converter; gas stream; nozzle; deadlock channel.

УДК 532.525.6

Гичёв Ю.А., Бершадский А.И., Израелян К.А., Перцевой В.А.

Исследование эксплуатационных характеристик системы газодинамической отсечки шлака.

С. 68 – 80.

Рус.

Библ. – 9 назв.

Приведены результаты исследований варианта системы газодинамической отсечки шлака, позволяющие оценить время срабатывания пневмосистемы, время запираания шлака в летке конвертера и удельные энергозатраты на сжатие нейтрального газа, запирающего шлак, для сталеплавильных конвертеров различной емкости (50 – 350 т). Установлено, что разработанный вариант системы по своим эксплуатационным характеристикам не уступает действующим аналогам систем газодинамической отсечки шлака за рубежом. Результаты работы могут быть использованы для проектирования и эксплуатации

системы газодинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров.

Ключевые слова: система; газодинамическая отсечка; шлак; сталеплавильный конвертер.

Гічов Ю.О., Бершадський А.І., Ізраєлян К.А., Перцевий В.О.

Дослідження експлуатаційних характеристик системи газодинамічного відсічення шлаку.

Приведені результати досліджень варіанту системи газодинамічного відсічення шлаку, що дозволяють оцінити час спрацьовування пневмосистеми, час замикання шлаку в лютці конвертера і питомі енерговитрати на стискування нейтрального газу, що замикає шлак, для сталеплавильних конвертерів різної ємності (50 – 350 т). Встановлено, що розроблений варіант системи за своїми експлуатаційними характеристиками не поступається аналогам систем газодинамічного відсічення шлаку, що діють за кордоном. Результати роботи можуть бути використані для проектування і експлуатації системи газодинамічного відсічення шлаку при випуску плавки із сталеплавильних конвертерів.

Ключові слова: система; газодинамічне відсічення; шлак; сталеплавильний конвертер.

Gichov Y.A., Bershadsky A.I., Israelyan K.A., Pertseyov V.A

The research into operational characteristics of the system of slag gasdynamic shutoff.

There paper presents the results of the research into such system of slag gasdynamic shutoff, that allows to estimate the time of pneumatic system activation, the time of slag locking up in the converter notch and specific power consumption on the neutral gas compression, which locks up the slag, for steel-smelting converters of various capacity (50 – 350 t). It is established that the developed option of the system in terms of its operational characteristics is not inferior to the operating analogs of foreign gasdynamic shutoff systems. The results of the work can be used for designing and operating of the system of gasdynamic shutoff at the release of melt from steel-smelting converters.

Key words: system; gasdynamic shutoff; slag; steel-smelting converter.

УДК 621.771.22.016

Губинский В.И., Бровкин В.Л., Дорошенко Т.В., Лазич Л.

Современные конструкции охлаждающих устройств.

С. 81 – 89.

Рус.

Библ. – 11 назв.

В статье выполнен анализ существующих конструкций охлаждающих устройств камерного типа для охлаждения сортового проката

с точки зрения экономичности и эффективности их работы. Анализ показал, что основным, не до конца изученным вопросом, является влияние геометрии охлаждающих устройств (диаметр, длина) на их охлаждающую способность. Представлена зависимость температуры охлажденного проката и плотности теплового потока от диаметра камеры охлаждения при различной ее длине.

Ключевые слова: прокат; охлаждение; конструкция.

Губинський В.Й., Бровкін В.Л., Дорошенко Т.В., Лазич Л.

Сучасні конструкції охолоджуючих пристроїв.

У статті виконано аналіз існуючих конструкцій охолоджуючих пристроїв камерного типу для охолодження сортового прокату з точки зору економічності та ефективності їх роботи. Аналіз показав, що основним, не до кінця вивченим питанням, є вплив геометрії охолоджуючих пристроїв (діаметр, довжина) на їх охолоджувальну здатність. Представлена залежність температури охолодженого прокату і щільності теплового потоку від діаметра камери охолодження при різних її довжинах.

Ключові слова: прокат; охолодження; конструкція.

Gubinsky V.I., Brovkin V.L., Doroshenko T.V., Lazich L.

The modern designs of cooling devices.

The article analyzes existing designs of chamber cooling devices for cooling of rolled steel in terms of economy and efficiency of their work. The analysis showed that the main, though insufficiently studied, question is the influence of the geometry of the cooling device (diameter, length) on its cooling capacity. The relations between the chilled steel temperature, heat-flow density and the diameter of the cooling chamber at various length are presented.

Key words: rolling; cooling; the design.

УДК 662.61:537.533

Емельяненко В.И., Малик П.В., Ливитан Н.В., Егоров А.П.

Расчет параметров термохимподготовки низкорреакционных углей.

С. 90 – 96.

Рус.

Библ. – 3 назв.

Проведен анализ расхода теплоты, выделившейся на первой стадии горения аэросмеси в реакторе термохимической подготовки топлива. Выполнен расчет параметров термохимподготовки на последующей стадии горения аэросмеси.

Ключевые слова: низкорреакционный уголь; плазмотрон; много-стадийное воспламенение.

Ємельяненко В.І., Малік П.В., Лівітан М.В., Єгоров О.П.

Розрахунок параметрів термохімічної підготовки низькореакційних вугіль.

Проведено аналіз витрати теплоти, що виділяється на першій стадії горіння аеросуміші в реакторі термохімічної підготовки палива. Виконано розрахунок параметрів термохімічної підготовки на наступуючій стадії горіння аеросуміші.

Ключові слова: низькореакційне вугілля; плазматрон; багатостадійне займання.

Emelyanenko V.I., Malik P.V., Livitan N.V., Egorov A.P.

Calculation of parameters for thermochemical preparation of low-reactivity coal.

The analysis of heat consumption during the first stage air-fuel mixture burning in the reactor of thermochemical preparation of fuel. Parameters of thermochemical preparation at the next stage of air-fuel mixture burning were calculated.

Key words: low-reactivity coal; plasmatron; multi-stage ignition.

УДК 669.041/046

Ерёмин А.О.

Применение численных методов математического моделирования при разработке современных конструкции промышленных печей и их элементов.

С. 97 – 116.

Рус.

Библ. – 38 назв.

В работе рассмотрено современное состояние парка нагревательных печей. Поставлены задачи совершенствования тепловой работы и конструкции печей с точки зрения их экономической эффективности. Рассмотрено развитие численных методов решения теплотехнических задач. Приведена численная модель нагревательной печи, позволяющая разрабатывать современные технические решения по проектированию новых и реконструкции существующих топливных печей, выбирать режим работы и конструкцию системы отопления печи с высокотемпературным подогревом воздуха в регенераторах, обеспечивающие высокую эффективность и качество нагрева металла.

Ключевые слова: численные методы; моделирование; движение газов; модель турбулентности; моделирование теплообмена излучением; модель горения.

Єрємін О.О.

Застосування чисельних методів математичного моделювання при розробці сучасних конструкцій промислових печей і їх елементів.

У роботі розглянуто сучасний стан парку нагрівальних печей. Поставлені завдання вдосконалення теплової роботи і конструкції печей з точки зору їх економічної ефективності. Розглянуто розвиток чисельних методів розв'язання теплотехнічних задач. Наведена чисельна модель нагрівальної печі, що дозволяє розробляти сучасні технічні рішення по проектуванню нових і реконструкції існуючих паливних печей, вибирати режим роботи і конструкцію системи опалення печі з високотемпературним підігрівом повітря в регенераторах, що забезпечують високу ефективність і якість нагріву металу.

Ключові слова: чисельні методи; моделювання; рух газів; модель турбулентності; моделювання теплообміну випромінюванням; модель горіння.

Yeremin A.O.

Application of numerical methods of mathematical modeling to develop the designs of up-to-date industrial furnaces and their structural components.

The paper considers the current condition of heating furnaces. The problems of furnaces' heat work improvement and development of their designs are set from the point of view of cost-effectiveness. Development of numerical methods for solving thermal problems is considered. A numerical model of heating furnace, which makes it possible to develop up-to-date engineering solution for designing a new furnace and reconstruction of existing fuel furnaces, is presented. The numerical model also enables to choose an operation mode of the furnace and design its heating system with regenerators for high temperature air heating, which provides high efficiency and metal heating quality.

Key words: numerical methods; modeling; gas flow; turbulence model; modeling of radiation heat transfer; combustion model.

УДК 621.1.016.

Замыцкий О.В., Бондарь Н.В.

Гидродинамическая устойчивость газожидкостной системы в контактных охладителях циркуляционной воды турбокомпрессора.

С. 117 – 124.

Рус.

Библ. – 11 назв.

В результате лабораторных исследований изучено явление нарушения гидродинамической устойчивости газожидкостной системы в контактных охладителях циркуляционной воды турбокомпрессора «труба Вентури – центробежный сепаратор-каплеуловитель», которое проявляется повышенным уносом жидкости. Для моделирования дан-

ного явления принят критерий гидродинамической устойчивости. Определено критическое значение критерия гидродинамической устойчивости для сепаратора-каплеуловителя контактного охладителя циркуляционной воды турбокомпрессора.

Ключевые слова: циркуляционная вода; охладитель; труба Вентури – центробежный сепаратор; газожидкостная система; гидродинамическая устойчивость.

Замицький О.В., Бондар Н.В.

Гідродинамічна стійкість газорідинної системи в контактних охолоджувачах циркуляційної води турбокомпресора.

У результаті лабораторних досліджень вивчене явище порушення гідродинамічної стійкості газорідинної системи в контактних охолоджувачах циркуляційної води турбокомпресора «труба Вентури – відцентровий сепаратор-краплеуловлювач», що проявляється підвищеним віднесенням рідини. Для моделювання даного явища прийнятий критерій гідродинамічної стійкості. Визначено критичне значення критерію гідродинамічної стійкості для сепаратора-краплеуловлювача контактного охолоджувача циркуляційної води турбокомпресора.

Ключові слова: циркуляційна вода; охолоджувач; труба Вентури – відцентровий сепаратор; газорідинна система; гідродинамічна стійкість.

Zamytskiy O.V., Bondar N.V.

Hydrodynamic stability of gas-liquid system in contact coolers of circulation water in turbocompressor.

In the result of the laboratory research, the phenomenon of hydrodynamic instability in the gas-liquid system of the contact coolers for the turbo compressor "Venturi tube – centrifugal spray separator" circulation water was investigated, which is evidenced by increased liquid entrainment. To simulate this phenomenon, the hydrodynamic stability criterion has been introduced. The threshold value of the hydrodynamic stability criterion for the spray separator of the turbo compressor circulation water contact cooler has been quantified.

Key words: circulation water; cooler; Venturi tube – centrifugal separator; gas-liquid system; hydrodynamic stability.

УДК 697.7

Иродов В.Ф., Цыганкова С.Г.

К вопросу об экономической эффективности использования конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса в системах теплоснабжения.

С. 125 – 131.

Рус.

Библ. – 8 назв.

В работе выполнен сравнительный анализ экономической эффективности использования конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса в системах теплоснабжения и показано, что величина затрат на электрическую энергию для обеспечения циркуляции теплоносителя может быть значительно снижена за счет использования конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса вместо электрического насоса. Кроме этого, непрерывная подача циркуляционного расхода жидкости не прекращается при аварийном отключении электроэнергии, что значительно повышает надежность работы системы теплоснабжения в целом.

Ключевые слова: циркуляционный насос; конденсирующий инжектор; эксплуатационные затраты.

Іродов В.Ф., Циганкова С.Г.

До питання щодо економічної ефективності використання конденсуючого інжектора у якості циркуляційного насоса у системах теплопостачання.

У роботі виконаний порівняльний аналіз економічної ефективності використання конденсуючого інжектора як циркуляційного насоса в системах теплопостачання та показано, що величина витрат на електричну енергію для забезпечення циркуляції теплоносія може бути значно знижена за рахунок використання конденсуючого інжектора як циркуляційного насоса замість електричного насоса. Окрім цього, безперервна подача циркуляційної витрати рідини не припиняється при аварійному відключенні електроенергії, що значно підвищує надійність роботи системи теплопостачання в цілому.

Ключові слова: циркуляційний насос; конденсуючий інжектор; експлуатаційні витрати.

Irodov V.F., Tsygankova S.G.

Economic efficiency of the condensing injector usage as a circulation pump in the heat supply systems.

The comparative analysis of economic efficiency of the condensing injector usage as a circulation pump in the of heat-supply systems is fulfilled. It is shown that the electric energy consumption for heat-carrier circulation can be reduced considerably due to the condensing injector usage as a circulation pump instead of electric pump. Besides the continuous feeding of circulating liquid does not stop during the emergency shut off of electric power, which increases considerably operational reliability of the heat-supply systems on the whole.

Key words: circulation pump; condensing injector; operating costs.

УДК 536.24; 662.74.001.24

Кошельник О.В.

Математичне моделювання теплових процесів в регенераторах печей коксохімічного виробництва.

С. 132– 141.

Укр.

Бібл. – 9 назв.

Розглянуто питання математичного моделювання процесів складного нестационарного теплообміну в регенеративних теплообмінниках промислових печей коксохімічного виробництва. Наведено результати обчислювального експерименту по визначенню уточнених параметричних характеристик регенератора з урахуванням його конструктивних і експлуатаційних характеристик за умов циклічності процесів нагрівання і охолодження вогнетривкої насадки. Це дозволить отримати інформацію про зміну температурного стану акумулюючої насадки регенератора, динаміку зміни температур димових газів і повітря по висоті насадки. Отримані дані можуть бути використані в системах автоматичного управління, при виборі енергоефективних режимів роботи регенераторів, оптимізації їх параметричних характеристик.

Ключові слова: коксова піч; регенеративний теплообмінник; теплові процеси; математичне моделювання.

Кошельник А.В.

Математическое моделирование тепловых процессов в регенераторах печей коксохимического производства.

Рассмотрены вопросы математического моделирования процессов сложного нестационарного теплообмена в регенеративных теплообменниках промышленных печей коксохимического производства. Приведены результаты вычислительного эксперимента по определению уточненных параметрических характеристик регенератора с учетом его конструктивных и эксплуатационных характеристик при условиях цикличности процессов нагревания и охлаждения огнеупорной насадки. Это позволит получить информацию об изменении температурного состояния аккумулирующей насадки регенератора, динамику изменения температур дымовых газов и воздуха по высоте насадки. Полученные данные могут быть использованы в системах автоматизированного управления, при выборе энергоефективных режимов работы регенераторов, оптимизации их параметрических характеристик.

Ключевые слова: коксовая печь; регенеративный теплообменник; тепловые процессы; математическое моделирование.

Koshelnik A.V.

Mathematic simulation of heat processes of coke industry furnace regenerators.

Problems of mathematic simulation of compound non-stationary heat transfer processes in coke industry furnace regenerative heat exchangers have been considered. The results of computational experiments on adjustment parametric characteristics of a regenerator regarding its design and performance under conditions of cyclic heating and cooling processes of refractory checkerwork have been given.

It will allow obtaining information on temperature condition change of accumulating regenerator checkerwork, temperature dynamics of flue gases and air along checker height. The data obtained can be used in automatic control systems, when energy efficient operating modes of regenerators are selected and their parametric characteristics are optimized.

Key words: coke furnace; regenerative heat exchanger; thermal processes; mathematical simulation.

УДК 537.566

Куманев С.А.

Исследование проводимости пламени при диффузионном сжигании природного газа.

С. 142 – 147.

Рус.

Библ. – 3 назв.

Проведены исследования эффекта ионизации при сжигании природного газа. Изучены влияния на величину ионизации таких факторов, как диаметр электродов зондов, конструкция электродов, точки сбора данных, соотношение топливо-окислитель. Определены основные условия для получения стабильных результатов при измерении степени ионизации факела.

Ключевые слова: горение; проводимость пламени.

Куманьев С.О.

Дослідження провідності полум'я при дифузійному спалюванні природного газу.

Проведені дослідження ефекту іонізації при спалюванні природного газу. Вивчені впливи на величину іонізації таких факторів, як діаметр електродів зондів, конструкція електродів, точки збору даних, співвідношення паливо-окислювач. Визначені основні умови для одержання стабільних результатів при вимірюванні ступеня іонізації факела.

Ключові слова: горіння; провідність полум'я.

Kumanev S.A.

Research into conductivity of flame during diffusive burning of natural gas.

The influence of ionization effect on the natural gas combustion is investigated. The impact of such factors as probe electrode diameter, electrode design, point of data collection and fuel-oxidizer ratio on ionization value, was studied. The basic conditions ensuring stable results during measurement of ionization degree of a torch are defined.

Key words: burning; conductivity of a flame.

УДК 536.7, 532.5

Лівитан М.В., Ніколаєнко Б.В., Губинський М.В.

Дослідження теплообміну рідинах, що перегріваються.

С. 148 – 155.

Укр.

Бібл. – 6 назв.

Показано, що з підвищенням тиску в рідині в процесі кипіння підвищується можливий поріг щільності теплового потоку та коефіцієнту тепловіддачі. Побудовано відповідні графічні залежності – криві кипіння. Запропоновано шляхи інтенсифікації теплообміну в процесі кипіння: періодичний перегрів рідини за рахунок зміни тиску та її закипання в полі відцентрових сил. Для кипіння рідини в полі відцентрових сил наведено результати розрахунків розподілення тиску в шарі рідини в залежності від кутової швидкості обертання, описано особливості пароутворення та виникнення і розвитку вторинних течій.

Ключові слова: кипіння; теплообмін; тепловіддача; щільність теплового потоку; перегрів рідини; відцентрові сили; вторинні течії.

Ливитан Н.В., Николаенко Б.В., Губинский М.В.

Исследование теплообмена в перегреваемых жидкостях.

Показано, что с повышением давления в жидкости в процессе кипения повышается возможный порог плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи. Построены соответствующие графические зависимости – кривые кипения. Предложены пути интенсификации теплообмена в процессе кипения: периодический перегрев жидкости за счет изменения давления и её закипание в поле центробежных сил. Для кипения жидкости в поле центробежных сил приведены результаты расчетов распределения давления в слое жидкости, зависимо от угловой скорости вращения, описаны особенности парообразования, а также возникновение и развитие вторичных течений.

Ключевые слова: кипение; теплообмен; теплоотдача; плотность теплового потока; перегрев жидкости; центробежные силы; вторичные течения.

Livitan M.V., Nikolaienko B.V., Gubinsky M.V.

Research of heat transfer in a superheated liquid.

It is shown that the possible limit of heat flow density and heat transfer coefficient increases with growing of pressure in boiling liquid. The corresponding graphical relationships called boiling curves were drawn. Also several ways of heat transfer intensification during boiling process were proposed: e.g. periodical overheating of the fluid by means of pressure changing and boiling in the field of centrifugal forces. The paper presents the calculations results of pressure distribution in the layer of liquid depending on the angular velocity of rotation; features of vapor formation, emergence and development of secondary flows during boiling of liquid in the field of centrifugal forces are described.

Key words: boiling; heat exchange; heat transfer; heat flow density; liquid overheating; centrifugal forces; secondary flows.

УДК 621.016:669.18

Лисняк Р.В., Долгополов И.С., Сигарев Е.Н., Косухина Е.С., Тучин В.Т.

Динамика теплового состояния футеровки и шлакового гарнисажа при раздуве конечного шлака в кислородном конвертере.

С. 156 – 165.

Рис.

Библ. – 7 назв.

Разработана математическая модель, позволяющая представить картину теплового состояния футеровки и шлакового гарнисажа, наносимого на её поверхность, при раздуве конечного сталеплавильного шлака с целью продления кампании кислородного конвертера.

Ключевые слова: кислородный конвертер; футеровка; шлак; раздув; гарнисаж; теплообмен.

Лісняк Р.В., Долгополов І.С., Сігарьов Е.М., Косухіна О.С., Тучин В.Т.

Динаміка теплового стану футерівки та шлакового гарнісажу при роздуванні кінцевого шлаку в кисневому конвертері.

Розроблено математичну модель, що дозволяє представити картину теплового стану футерівки та шлакового гарнісажу, що наноситься на її поверхню, при роздуванні кінцевого сталеплавильного шлаку з метою продовження кампанії кисневого конвертера.

Ключові слова: кисневий конвертер; футерівка; шлак; роздування; гарнісаж; теплообмін.

Lisnjak R.V., Dolgoplov I.S., Sigarev E.N., Kosukhina E.S., Tuchin V.T.

Dynamic of the lining and slag scull heat state during the blowing-up of the final slag in oxygen converter.

A mathematical model, that allows to present the picture of the thermal state of lining-up and slag scull inflicted on its surface, is developed

for blowing-up of eventual steel-smelting slag with the purpose of prolonging of campaign of oxygen converter.

Key words: oxygen converter; lining; slag, blowing up; slag scull; heat exchange.

УДК:548.523:532.64

Недопекин Ф.В., Петренко А.А.

Механизм формирования пилообразной полосчатой структуры на поверхности монокристаллов, выращиваемых из расплава.

С. 166 – 182.

Рус.

Библ. – 40 назв.

Предложен механизм периодической, дискретной кристаллизации расплава при выращивании монокристаллов, в котором скорость перемещения фронта кристаллизации в пределах одного цикла значительно превышает скорость вытягивания. Исследовано влияние термокапиллярной силы на устойчивость границы раздела фаз и кинетику формирования пилообразной формы полос роста периодичностью в несколько десятков микрон. Проведены количественные оценки времени кристаллизации и остывания, величины термокапиллярной силы и других параметров. Главными факторами, определяющими диаметр и морфологию поверхности выращиваемых кристаллов, являются угол сопряжения фаз и кинетические процессы, происходящие на фронте кристаллизации.

Ключевые слова: выращивание монокристаллов; полосы роста пилообразной формы; капиллярные силы; поверхностное натяжение; пульсирующая кристаллизация.

Недоп'юкін Ф.В., Петренко О.О.

Механізм формування пилоподібної смугастої структури на верхні монокристалів, що вирощуються з розплаву.

Запропоновано механізм періодичної, дискретної кристалізації розплаву при вирощуванні монокристалів, в якому швидкість переміщення фронту кристалізації в межах одного циклу значно перевищує швидкість витягування. Досліджено вплив термокапілярної сили на стійкість межі розділу фаз і кінетику формування пилообразної форми смуг зростання періодичністю в кілька десятків мікрон. Проведено кількісні оцінки часу кристалізації і охолодження, величини термокапілярної сили та інших параметрів. Головними факторами, що визначають діаметр і морфологію поверхні вирощуваних кристалів, є кут сполучення фаз та кінетичні процеси, що відбуваються на фронті кристалізації.

Ключові слова: вирощування монокристалів; смуги зростання пилообразної форми; капілярні сили; поверхневий натяг; пульсуюча кристалізація.

Nedopjokin F.V., Petrenko A.A.

The mechanism of formation of the sawtooth striped structure on the surface of single crystals are grown from the melt.

A mechanism of the periodic discrete melt crystallization in growing single crystals in which the velocity of the solidification front in a single cycle significantly exceeds the rate of extraction is proposed. The effect of thermocapillary forces on the stability of the interface and the kinetics of formation of the sawtooth shape of the bands growth rate of several tens of microns is studied. A quantitative estimate of the time of crystallization and cooling, the values of the thermocapillary force and other parameters is obtained. The angle of phase conjugation and kinetic processes occurring at the crystallization front are the main factors that determine the diameter and surface morphology of grown crystals.

Key words: growth of single crystals; striations sawtooth; capillary forces; surface tension; throbbing crystallization.

УДК 669.18

Решетняк С.И., Тесова И.А.

Исследование кристаллизации непрерывного слитка в сортовой МНЛЗ.

С. 183 – 191.

Рус.

Библ. – 9 назв.

С помощью математической модели изучено влияние нарушений подачи охладителя через форсунки в зоне вторичного охлаждения на температурное состояние непрерывно-литого слитка. При моделировании учитывались различие преобладающих способов передачи теплоты на участках между поддерживающими роликами. Показано, что даже частичное изменение характеристик форсуночных устройств может вызывать заметный разогрев поверхности слитка.

Ключевые слова: непрерывная разливка стали; вторичное охлаждение; ролики; форсунка; моделирование.

Решетняк С.И., Тьосова І.О.

Дослідження кристалізації безперервного злитку в сортовій МБЛЗ.

За допомогою математичної моделі вивчено вплив порушень подачі охолоджувача через форсунки в зоні вторинного охолодження на температурний стан безперервно-литого злитку. При моделюванні бралися до уваги різні домінуючі способи передачі теплоти на участ-

ках між підтримуючими роликами. Показано, що навіть часткова зміна характеристик форсуночних пристроїв може спричинити помітний розігрів поверхні злитку.

Ключові слова: безперервна розливка сталі; вторинне охолодження; ролики; форсунка; моделювання.

Reshetnyak S.I., Tiosova I.A.

The study of crystallization of continuous billet in casting process.

The influence of disturbance of cooler supply through the nozzles in the secondary cooling zone upon the temperature state of the continuously-cast billet was studied using mathematical model. At that, the difference of dominating heat transfer methods in the sections between supporting rolls was taken into account. It was shown that even partial changes of nozzles characteristics can cause appreciable heating of the billet surface.

Keyword: continuous steel casting; secondary cooling; rolls; nozzle; modeling.

УДК 621.577

Усенко А.Ю., Бикмаев С.Р.

Исследования эффективности применения установок, работающих по органическому циклу Ренкина.

С. 192 – 196.

Рус.

Библ. – 4 назв.

В статье рассмотрены системы ОРС, повышающие К.П.Д. теплотехнических агрегатов за счет дополнительного использования теплоты отходящих продуктов сгорания, путем производства пара в контуре циркуляции низкикипящих органических жидкостей, для генерации электрической и тепловой энергии. Показано, насколько данные технологии эффективны для повышения экономических и экологических показателей промышленного производства.

Ключевые слова: органический цикл Ренкина; низкопотенциальный источник тепла; низкикипящее рабочее тело; хладагент; тепловой насос.

Усенко А. Ю., Бікмаєв С. Р.

Дослідження ефективності використання установок, що працюють за органічним циклом Ренкіна.

В статті розглянуті системи ОРС, які підвищують ККД теплотехнічних агрегатів за рахунок додаткового використання теплоти відведених продуктів згоряння, шляхом виробництва пари в контурі циркуляції низькикиплячих органічних рідин, для генерації електричної і теплової енергії. Показано, наскільки дані технології ефективні для

підвищення економічних і екологічних показників промислового виробництва.

Ключові слова: органічний цикл Ренкіна; низькопотенційне джерело тепла; низькокипляче робоче тіло; холодоагент; тепловий насос.

Usenko A.U., Bikmaev S.R.

Studies of the efficiency of using facilities working in the organic Rankine cycle.

The article deals with ORC systems, which increase CAP of thermo-technical units due to the additional utilization of the waste heat of combustion products, by way of steam the production in the circulation circuit of low-boiling organic liquids to generate electricity and heat energy. It is shown how these technologies are effective for improving the economic and environmental performance of industrial production.

Key words: organic Rankine circle; low potential heat source; low-boiling working fluid; coolant; heat pump.

УДК 669.046:621.785.1

Усенко А.Ю., Радченко Ю.М., Іванов В.І., Скачков В.О.

Дослідження еквівалентної теплопровідності щільнонамотаних сталевих рулонів з холоднокатаної штаби.

С. 197 – 203.

Укр.

Бібл. – 3 назв.

Вирішено нелінійну обернену теплову задачу з визначення еквівалентної теплопровідності у радіальному напрямі щільнонамотаних рулонів сталевих штаби під час нагрівання в ковпаковій електропечі з примусовою циркуляцією захисної атмосфери.

Ключові слова: сталева холоднокатана штаба; щільнонамотаний рулон; еквівалентний коефіцієнт теплопровідності.

Usenko A.Yu., Radchenko Yu.N., Ivanov V.I., Skachkov V.A.

Исследование эквивалентной теплопроводности плотнонамотанных стальных рулонов из холоднокатаной полосы.

Решена нелинейная обратная тепловая задача по определению эквивалентной теплопроводности в радиальном направлении плотнонамотанных рулонов стальной полосы при нагреве в колпаковой электропечи с принудительной циркуляцией защитной атмосферы.

Ключевые слова: стальная холоднокатаная полоса; плотнонамотанный рулон; эквивалентный коэффициент теплопроводности.

Usenko A.Yu., Radchenko Yu.N., Ivanov V.I., Skachkov V.A.

Research of equivalent heat conductivity for densely wound steel rolls from a cold-rolled bar.

A nonlinear reverse thermal equation was solved to determine of equivalent heat conductivity in radial direction of closely wound rolls of steel bar at heating in bell electrical furnaces with the forced circulation of protective atmosphere.

Keywords: steel cold-rolled bar; densely wound roll; equivalent coefficient of heat conductivity; protective atmosphere.

УДК 621.3.036:661.666.2

Яковлева І.Г., Назаренко І. А.

Математична тривимірна модель статичного нагріву пеку у вертикальних резервуарах.

С. 204 – 210.

Укр.

Бібл. – 6 назв.

В роботі розглянуто питання, пов'язані з проблемами, які виникають при зберіганні високотемпературного пеку. Створено математичну модель, що відображає розподіл температур у ємності з пеком та дозволяє визначити необхідну витрату пари.

Ключові слова: високотемпературний пек; секційний підігрівач; резервуар.

Яковлева И.Г., Назаренко И.А.

Математическая трехмерная модель статического нагрева пека в вертикальных резервуарах.

В работе рассматриваются вопросы, связанные с проблемами, которые возникают при хранении высокотемпературного пека. Создана математическая модель, которая отображает распределение температур в емкости с пеком и позволяет определить необходимый расход пара.

Ключевые слова: высокотемпературный пек; секционный подогреватель; резервуар.

Yakovleva I.G., Nazarenko I.G.

3-D mathematical model of static pitch heating in vertical reservoirs.

The questions related to the problems which arise during storage of high temperature pitch are in-process examined. A mathematical model which represents distribution of temperatures in the pitch container allows to define the necessary expense of steam.

Key words: high temperature pitch; sectional heater; reservoir.

ЗМІСТ

<i>Безродний М.К., Дранік Т.В.</i> Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми кондиціонування повітря з рекуператором холоду.	5
<i>Безродний М.К., Кутра Д.С.</i> Термодинамічна ефективність теплонасосної установки для сушіння деревини з повною рециркуляцією та байпасуванням сушильного агента.	17
<i>Безродний М.К., Кутра Д.С., Вовк В.В.</i> Термодинамічний аналіз теплонасосних сушильних установок для сушіння зерна.	27
<i>Бирюков А.Б.</i> Исследование тепловых аспектов использования сортовой МНЛЗ в рамках литейно-прокатного модуля.	41
<i>Бойко В.Н., Еремина Э.А.</i> Расчет циклонных теплообменников для охлаждения мелкодисперсных материалов.	49
<i>Гичёв Ю.А., Бершадский А.И., Израелян К.А., Перцевой В.А.</i> Исследование взаимодействия газовой струи со сталевыпускным отверстием в системе газодинамической отсечки шлака. . .	57
<i>Гичёв Ю.А., Бершадский А.И., Израелян К.А., Перцевой В.А.</i> Исследование эксплуатационных характеристик системы газодинамической отсечки шлака.	68
<u>Губинский В.И.,</u> <i>Бровкин В.Л., Дорошенко Т.В., Лазич Л.</i> Современные конструкции охлаждающих устройств.	81
<i>Емельяненко В.И., Малик П.В., Ливитан Н.В., Егоров А.П.</i> Расчет параметров термохимподготовки низкореакционных углей.	90
<i>Ерёмин А.О.</i> Применение численных методов математического моделирования при разработке современных конструкций промышленных печей и их элементов.	97
<i>Замыцкий О.В., Бондарь Н.В.</i> Гидродинамическая устойчивость газожидкостной системы в контактных охладителях циркуляционной воды турбокомпрессора.	117
<i>Иродов В.Ф., Цыганкова С.Г.</i> К вопросу об экономической эффективности использования конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса в системах теплоснабжения.	125
<i>Кошельник О.В.</i> Математичне моделювання теплових процесів в регенераторах печей коксохімічного виробництва.	132

<i>Куманев С.А.</i> Исследование проводимости пламени при диффузионном сжигании природного газа.	142
<i>Лівітан М.В., Ніколаєнко Б.В., Губинський М.В.</i> Дослідження теплообміну в рідинах, що перегріваються.	148
<i>Лисняк Р.В., Долгополов И.С., Сигарев Е.Н., Косухина Е.С., Тучин В.Т.</i> Динамика теплового состояния футеровки и шлакового гарнисажа при раздуве конечного шлака в кислородном конвертере.	156
<i>Недопекин Ф.В., Петренко А.А.</i> Механизм формирования пилообразной полосчатой структуры на поверхности монокристаллов, выращиваемых из расплава.	166
<i>Решетняк С.И., Тесова И.А.</i> Исследование кристаллизации непрерывного слитка в сортовой МНЛЗ.	183
<i>Усенко А.Ю., Бикмаев С.Р.</i> Исследования эффективности применения установок, работающих по органическому циклу Ренкина.	192
<i>Усенко А.Ю., Радченко Ю.М., Иванов В.І., Скачков В.О.</i> Дослідження еквівалентної теплопровідності щільнонамотаних сталевих рулонів із холоднокатаної штаби.	197
— — — — —	
<i>АНОТАЦІЇ</i>	211

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць
Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Національна металургійна академія України

ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА ТА ПРОМИСЛОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

Українською, російською та англійською мовами

Технічний редактор Т.М. Шемет
Коректор В.О. Гореленко

Здано на складання 15.10.2012 р.
Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України
(протокол № 8 від 29.10.2012 р.)

Оригінал-макет наукового видання розроблено редакцією збірника «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» спільно з редакційно-видавничим відділом Національної металургійної академії України.

Підписано до друку 30.10.2012 р. Формат 84х108/32 Папір офсетний.
Умовн. друк. арк. 13.9. Тираж 300 прим. Замов. №

Віддруковано у видавництві «Нова ідеологія» з оригінал-макета замовника.
49044, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя, 15-а.
Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

Т 38 **Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика** : збірник наукових праць. – Випуск 4. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2012. – 236 с.

ISSN 2077-1134

До збірника увійшли статті, в яких наведено результати досліджень з технічної теплофізики та промислової теплоенергетики.

УДК 621.1