

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА
АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

**ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА
ТА ПРОМИСЛОВА
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

Випуск 8

**Дніпропетровськ
Нова ідеологія
2016**

Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 8. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2016. – 348 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України (НМетАУ).
Протокол № 11 від 30 листопада 2015 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», професор 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.

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

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

Єрьомін Олександр Олегович – НМетАУ, зав. каф. екології, теплотехніки та охорони праці; д.т.н., проф.

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

Лазіч Ладислав (Ladislav Lazić) – Загребський університет (м. Сісак, Хорватія), декан металургійного факультету, Ph. D., Prof.

Михальов Олександр Ілліч – НМетАУ, зав. каф. інформаційних технологій і систем; д.т.н., проф.

Радченко Юрій Миколайович – НМетАУ, доцент каф. екології, теплотехніки та охорони праці; к.т.н., доц.

Саввін Олександр Віталійович – НМетАУ, доцент каф. екології, теплотехніки та охорони праці; к.т.н., доц.

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

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

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

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

Шемет Тетяна Миколаївна – НМетАУ, асистент каф. екології, теплотехніки та охорони праці – *технічний редактор*.

НЕЗАЛЕЖНІ РЕЦЕНЗЕНТИ

Професора, доктора технічних наук М.П. Ревун, В.О. Габринець, В.О. Маслов, О.Д. Горбунов, Л.І. Книш.

УДК 662.661.25: 621.078

Баріщенко О.М. – к.т.н., доцент, Запорізька державна інженерна академія (ЗДІА)

Луценко О.В. – аспірант, ЗДІА

РОЗРОБКА ПРОГНОЗУЮЧОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ІМПУЛЬСНО-РЕВЕРСИВНОЇ ПОДАЧІ ТЕПЛОНОСІЇВ В ТЕРМІЧНИХ ПЕЧАХ

Обстеження пічного господарства металургійних заводів України показало, що питома витрата палива у вітчизняних печах значно вища у порівнянні з зарубіжними аналогами. В статті наводиться аналіз існуючих способів удосконалення якості нагріву металу та економії палива в термічних печах, в тому числі імпульсно-реверсивна подача теплоносіїв в печі, а також рекомендації щодо прогнозуючої системи управління запропонованим способом подачі теплоносіїв при мінімальних змінах в конструкції печі.

Ключові слова: термічна піч; імпульсно-реверсивна подача теплоносіїв; прогнозуюча система.

Вступ

На підприємствах металургії та машинобудування України широкого поширення набули камерні нагрівальні і термічні печі, які опалюються природним газом. З точки зору універсальності сортamentів виробів, що нагріваються, і режимів нагріву, дані агрегати мають ряд суттєвих недоліків: великі теплові втрати з димовими газами, нерівномірність нагріву садки, високий угар металу при нагріві [1]. Крім того, термічні камерні печі характеризуються суттєвими витратами теплоти на розігрів кладки, що пов'язано з періодичністю роботи, обумовленої заданим графіком нагріву.

Підвищення цін на енергоносії викликає необхідність пошуку шляхів економії палива, а, отже, і прогресивних енергозберігаючих технологій та високоефективних систем управління.

Вимоги щодо використання нагрівальних та термічних печей

На сьогоднішній день до роботи нагрівальних і термічних камерних печей висувають вимоги, які включають в себе: забезпечення заданої продуктивності та якості нагріву, тобто задоволення вимог по структурі й механічними властивостями металу; ефективне використання палива; системи автоматизація теплового режиму печі, тощо.

Метою будь-якого удосконалення та впровадження інноваційних технологій є спроби вирішити проблему енерго- та ресурсозбереження [2].

При цьому залишаються не менш актуальні питання вдосконалення управління температурними полями в печах, рухом гріючих газів та оптимізація управління теплової роботи.

Організація внутрішньої рециркуляції гріючих газів

Поряд з енергозбереженням, нагрівальні печі повинні забезпечити більш високу якість теплової обробки металу для виконання вимог замовника та підтримання конкурентоспроможності на світовому металургійному ринку.

Якісний рівень продукції прокатного, ковальсько-пресового, ливарного виробництва багато в чому залежить від точності виконання вимог технології по температурі, рівномірності і стандартності нагрівання виробів. Стандартність нагріву означає виконання вимоги ідентичності температури і одномірності нагріву всіх виробів, які видаються з печі.

Практика роботи печей показує, що для рівномірного (по поверхні) та стандартного нагрівання виробів необхідно управляти температурним полем в об'ємі робочого простору печі за допомогою циркуляції газів і умов спалювання палива.

Засобами управління рухом газів і спалюванням палива з метою вирівнювання температури в термічних камерних печах служать внутрішня і зовнішня рециркуляція, реверсування пічних газів, регульоване перемішування палива з повітрям шляхом пульсуючої подачі цих компонентів згорання, переміщення факела в камері печі шляхом гойдання пальника або впливу на факел струменем компресорного негорючого газу.

Організація інтенсивної внутрішньої рециркуляції гріючих газів навколо садки забезпечується за рахунок використання енергії високотемпературних швидкісних струменів продуктів згорання. Останні утворюються при спалюванні підготовленої газоповітряної суміші в спеціальних пальниках, «швидкісних» або «напірних». Струмені продуктів згорання надходять з високою (до 100 м/с) швидкістю у вільний простір печі під садкою, через зазор між садкою і бічною стінкою приєднують до себе частину пічних газів, перемішуються з ними в підчереновому просторі і готова суміш гріючих газів рухається далі по зазору між садкою і футерівкою печі до кореня струменя продуктів згорання і до димовідводу.

Проте основним недоліком нагрівальних і термічних камерних печей є труднощі забезпечення рівномірного розподілу температури в

робочому просторі. Процес вирівнювання температури відбувається при безперервно зменшуючихся теплових потоках на поверхні виробів як за рахунок зміни температурного напору, так і зміни коефіцієнта тепловіддачі при зміні витрати, а, отже, і швидкості гріючих газів [3].

Перспективним для печей може бути імпульсний метод опалення, що дозволяє при зменшених теплових навантаженнях зберегти максимальні миттєві витрати гріючих газів, а, отже, їх швидкості і перемішування [3].

Аналіз існуючих напрямів енергозбереження довів що жоден зі способів у повній мірі не вирішує задачу управління тепловим полем всередині робочого простору печі. Практика роботи печей показує, що для рівномірного по поверхні і стандартного нагріву виробів необхідно управляти температурним полем в обсязі робочого простору печі за допомогою циркуляції газів і умов спалювання палива. В результаті можна зробити висновок, що управляти температурним полем печі – це управляти рухом газів, за допомогою якого теплота повинна бути доставлена до всіх локальних ділянок поверхні металу і футеровки.

Імпульсно-реверсивний спосіб опалення

Виникла необхідність розробити спосіб опалення, який би дозволяв управляти швидкістю перемішування продуктів згорання та напрямом їх руху при мінімальних змінах в конструкції печі.

Вищезгадані проблеми у даній роботі пропонується вирішувати за допомогою нового способу опалення – імпульсно-реверсивного, що комбінує у своєму складі імпульсну подачу паливно-повітряної суміші та зміну напрямку руху продуктів згорання під час пауз в подачі енергоносія.

На рисунку 1, а представлена схема камерній печі з нерухомим подом. У представленій конструкції камерної печі продукти згорання від пальника потрапляють не на метал, а в підподову топку, де відбувається їх перемішування з продуктами згорання з робочого простору печі. Далі по рециркуляційних каналах вони надходять безпосередньо в робочий простір печі.

За рахунок рециркуляції продуктів горіння в робочому просторі печі в підподовій топці здійснюється змішання відпрацьованих продуктів згорання, що надходять від пальника.

Наведене вирішення поставленої задачі технологічно виконується за допомогою незначної реконструкції печі, при експлуатації якої можливо змінювати напрямок руху продуктів згорання в печі, тим самим, зменшуючи перепад температури по ширині і по висоті печі.

Запропонована реконструкція печі представлена на рисунку 2.

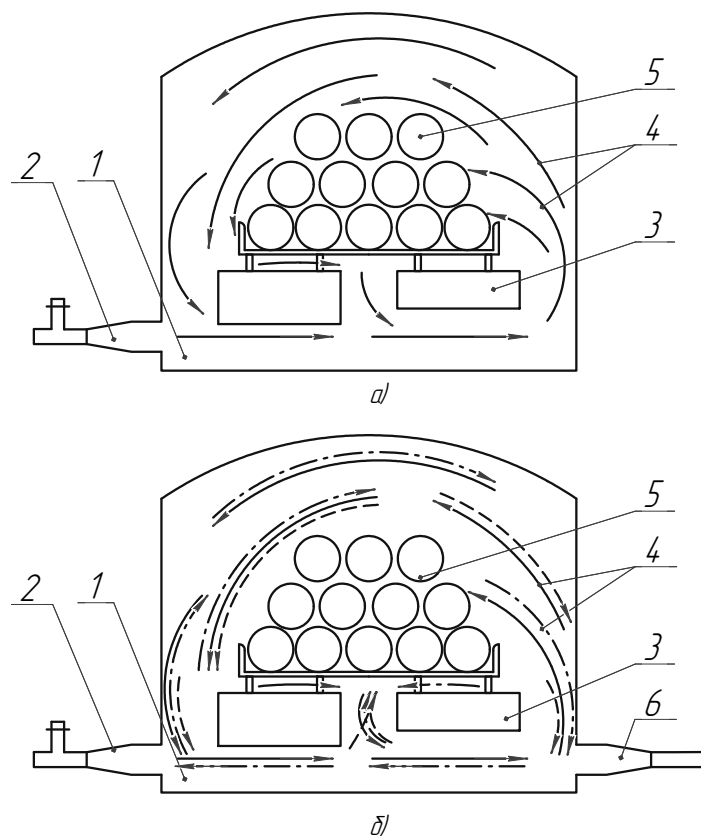


Рис. 1. Схема камерної печі з нерухомим подом:
1 – підподова топка; 2 – пальників пристрій; 3 – под печі;
4 – напрям руху продуктів горіння; 5 – багат шарова садка
металу; 6 – сопло подачі негорючого газу

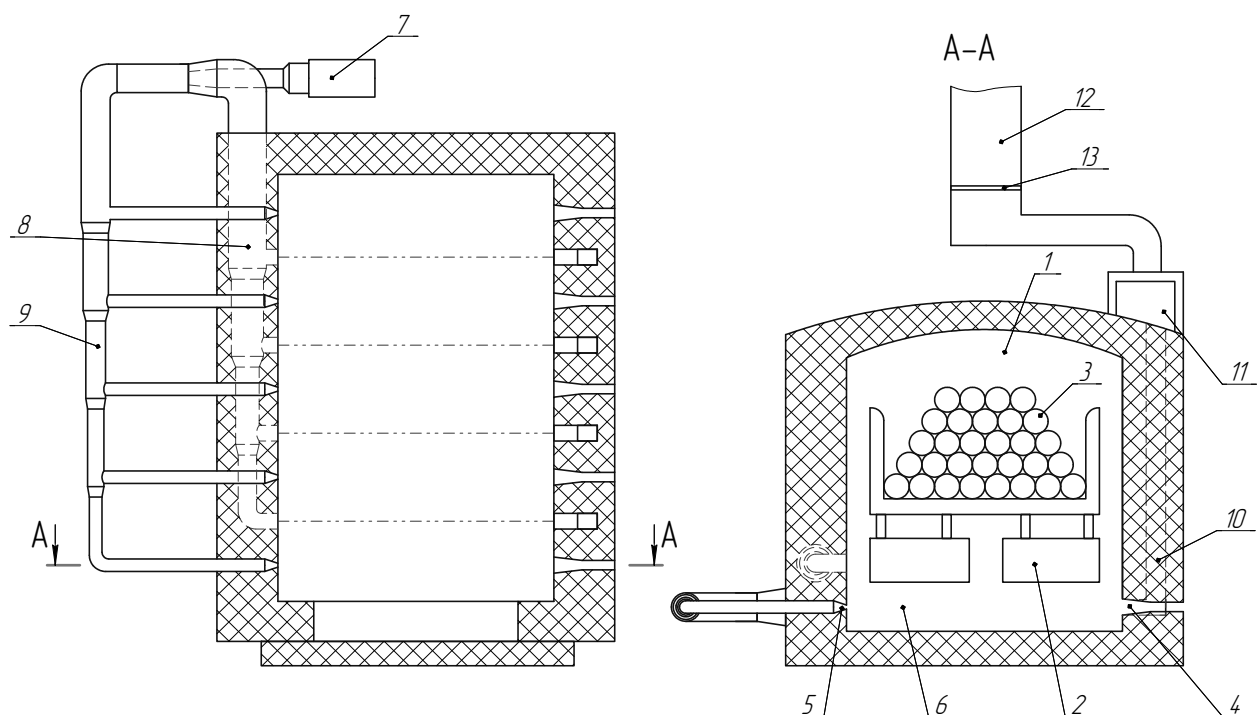


Рис. 2. Реконструкція камерної печі

Камерна термічна піч складається з робочого простору 1, в якому на черені 2 знаходяться металовироби 3, що піддаються термообробці. Пальник 4 і сопла 5 знаходяться в під череневій топці. Ежектор 7 з'єднує канали відводу 8 та подачі повернення 9. Димові канали 10 з'єднані зі збірним колектором 11, димовою трубою 12 і шибером 13.

Піч працює наступним чином. Паливно-повітряна суміш, що поступає через пальник 4, згорає в під череневій топці 6. Продукти згорання, що утворюються, проходять під черенем 2 і потрапляють в робочий простір 1 через лівий канал, де віддають тепло на нагрів металу 3. Далі відпрацьовані продукти згорання підсмоктуються в підчереневу топку через правий канал. Частина відпрацьованих газів потрапляє в димові канали 7, що знаходяться на рівні череня, і викидаються в атмосферу. Шибер 13 знаходиться в такому положенні, щоб забезпечувати в печі тиск, рівний тиску атмосфери. Процес подачі теплоносія відбувається в два послідовних етапи. На першому етапі відбувається подача паливно-повітряної суміші через пальник 4. Димові гази, що утворюються, йдуть на обігрів робочого простору печі 1. Далі через димові канали 7, що знаходяться в кладці печі, гази потрапляють в збірний колектор 9, звідки через димову трубу 12 – в атмосферу. При досягненні максимально допустимої температури витрата палива знижується до мінімального значення і починається другий етап. Шибер 13 перед димовою трубою 12 встановлюється таким чином, щоб в робочому просторі печі підтримувалося задане значення тиску. Вмикається ежектор 7 і відпрацьовані гази потрапляють через канали відводу до каналі подачі повернення 9. Далі через сопла повернення 5 подаються в під череневу топку печі 6. Відбувається зміна напрямку (реверс) руху газових потоків. Гази в робочий простір 1 подаються вже через правий канал, а підсмоктуються в під подову топку через лівий. Повернення продуктів згорання проходить повний контур рециркуляції, котрий забезпечує збільшення сумарної кратності рециркуляції та швидкості руху суміші продуктів згорання з поверненням. При зниженні температури до мінімально допустимої ежектор 7 вимикають, шибер 13 стає в задане положення і через пальник 4 починають подавати паливно-повітряну суміш. При досягненні максимально допустимої температури процес повторюється.

Оскільки продукти згорання в печі можуть досягати температури 900 °С, то транспортування повернення виконується не димососом, а ежектором.

Розробка прогнозуючої системи управління

Імпульсно-реверсивний метод управління рухом продуктів згорання у порівнянні з однонаправленим є більш досконалим, оскільки періодично змінює напрям теплопідводу по поверхні металу, тим самим забезпечуючи більш рівномірний його нагрів. Комбінація імпульсної подачі паливно-повітряної суміші і реверсу продуктів згорання дозволяє отримати найбільш позитивний результат при вирівнюванні температури в садці металу.

При моделюванні системи управління роботою печі при імпульсно-реверсивному опаленні основними блоками програми є розрахунок теплового та матеріального балансів печі, теплової потужності, що підводиться у будь-який момент під час режиму витримки.

Для виключення глибоких знижень температур поверхневого шару металу діапазон управління температурою повинен обмежуватись таким чином, щоб нижня межа температури газового середовища в період імпульсу була вища, ніж поверхневого шару металу. В цьому випадку спрощується реалізація імпульсного опалення за частотою реверсу та керуючої дії, оскільки можливо залишати витрату основного палива, змінюючи подачу кисню або подаючи періодично частину окислювача в паливо. При цьому змінюється температура факелу та зміщується область розташування максимальної температури в робочому просторі печі [4].

При постійних значеннях тривалості імпульсу і паузи к кінцю періоду витримки температура поверхневого шару в момент імпульсу може перевищувати задану, при цьому можлива поява поверхневих дефектів. Доцільно тривалість імпульсів змінювати по ходу витримки в залежності від теплового потоку на метал при звичайному нагріві, постійній часу, робочої теплової потужності та потужності холостого ходу. В процесі витримки тривалість імпульсу зменшується, оскільки зменшується тепловий потік для кожного періоду.

Діюча система автоматичного регулювання температурним режимом термічних камерних печей представляє собою одноконтурну САР, що працює за ПІ-законом регулювання. Величиною, що регулюється, є поточна витрата палива на піч. Через використання застарілого устаткування регулювання температурного режиму досить часто переходить на ручне з використанням суб'єктивних оцінок показань термопар, що встановлені в робочих просторах печей. Це призводить до зниження якості регулювання та недотримання оптимального температурного режиму, що необхідний для набуття металом необхідних фізичних якостей після термообробки.

Для підвищення якості регулювання пропонується використання прогнозуючої системи регулювання не тільки по відхиленню, а і по збуренню, тобто комбінованої системи управління.

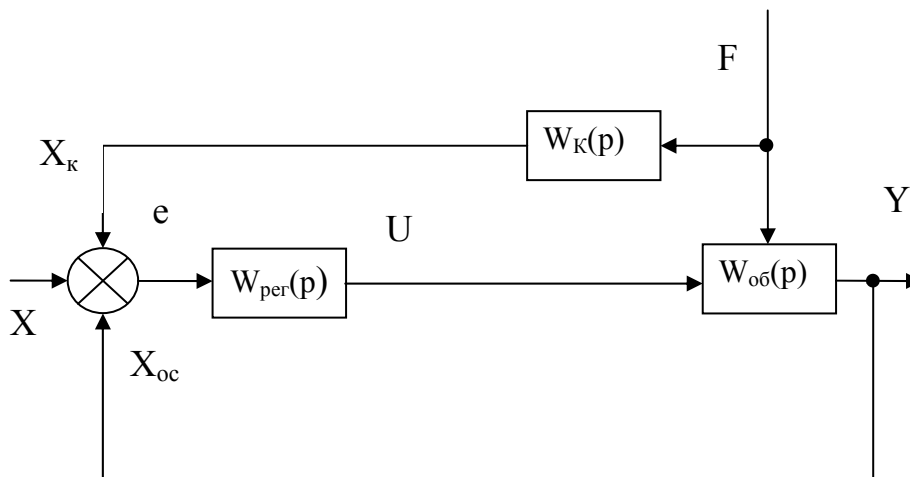


Рис. 3. Функціональна схема комбінованої системи автоматичного регулювання:

X – задане значення; X_{oc} – виміряне значення; e – величина розголосу;

U – управляючий вплив; Y – вихідне значення; $W_{per}(p)$ – регулятор;

$W_{ob}(p)$ – об'єкт; $W_k(p)$ – зовнішні збурення

Для розробки системи управління при моделюванні об'єкту автоматизації було взято динамічні характеристики реальної камерної печі №12 термічного цеху ПАТ «Дніпроспецсталь», отримані при апроксимації її кривої розгону за допомогою додатку System Identification Tool інструментарію MATLAB; передавальна функція печі:

$$W_{ob}(p) = \frac{1,0348}{6,8266p+1}.$$

На рисунку 4 відображено структуру блоку Pech, що використовувався для реалізації моделі печі.

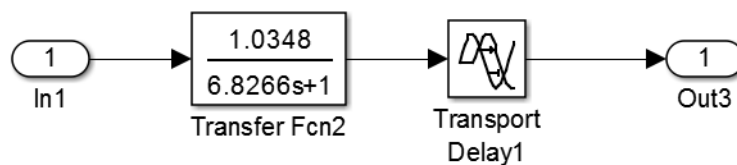


Рис. 4. Структура блоку печі Pech

На основі динамічних характеристик об'єкту методом незатухаючих коливань в середовищі MATLAB було підібрано оптимальні налаштування ПД-регулятора: $K_p = 0,72$, $T_i = 8,5$, $T_d = 2$.

Моделювання завдання Х.

Розрахунок тривалості імпульсів та пауз проводився в блоці MATLABFunction на основі математичної моделі об'єкту [5].

Для моделювання імпульсної частини системи управління було використано блоки додатку Stateflow. Першочергово блок Chart починає працювати зі стану V1. Умовою переходу до наступного стану - V2 – є досягнення піччю температури в 700°C . Одразу після активації стану V2 система переходила в режим паузи (стан Pause), в якому перебувала інтервал часу, що відповідає тривалості першої паузи (подача енергоносія відбувається з мінімально можливою витратою), розрахованої в блоці MATLABFunction. Після цього відбувався перехід до стану Impulse, під час активності якого на вхід об'єкту $W_{об}(p)$ потрапляв сигнал про режим імпульсу (подача енергоносія відбувається з максимальною витратою), тривалість якого відповідала тривалості першого імпульсу, розрахованого в блоці MATLABFunction. Після закінчення режиму імпульсу цикл повторювався, але тривалість пауз та імпульсів змінювалась згідно розрахунком. При закінченні тривалості витримки система переходила в режим охолодження (стан V3).

Структура блоку Chart додатку Stateflow показано на рисунку 5.

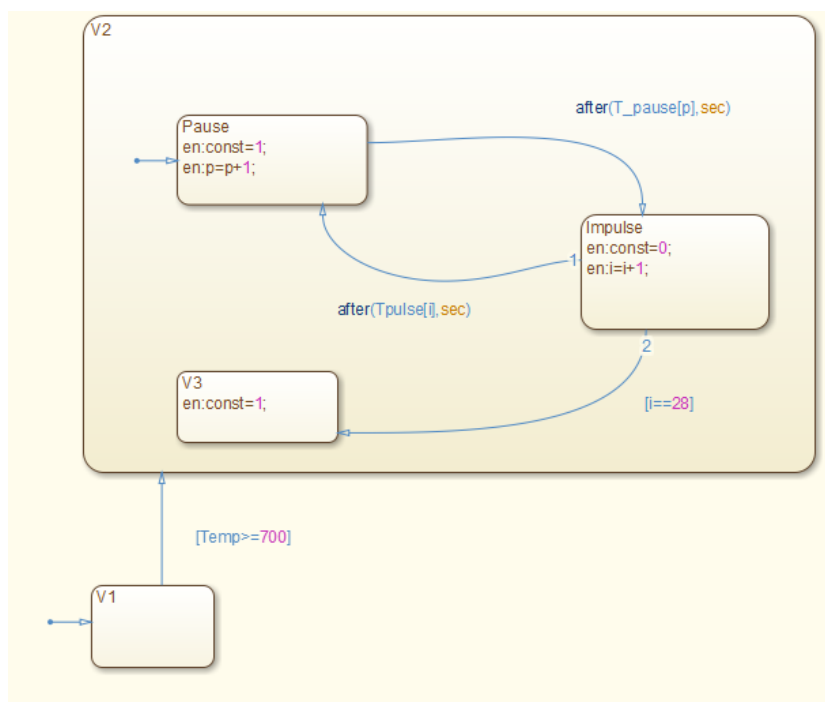


Рис. 5. Структура блоку Chart

Також при створенні блоку завдання X формування температури печі було змодельовано в блоці Subsystem, структура якого представлена на рисунку 6.

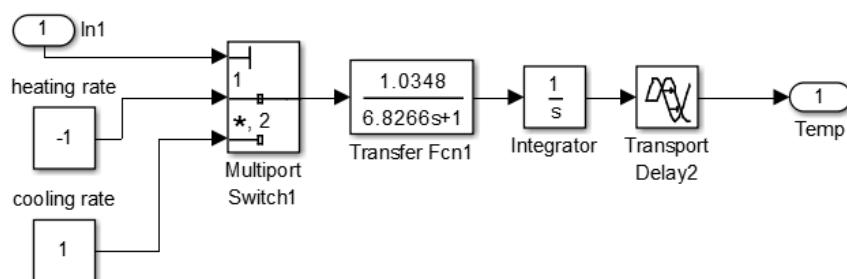


Рис. 6. Структура блоку Subsystem

Моделювання зовнішніх збурень $W_k(p)$.

Імітація появи зовнішніх збурень була представлена за допомогою блоку SignalBuilder. Величина збурень підбиралась хаотично (враховуючи випадковість появи збурень при роботі реального об'єкту).

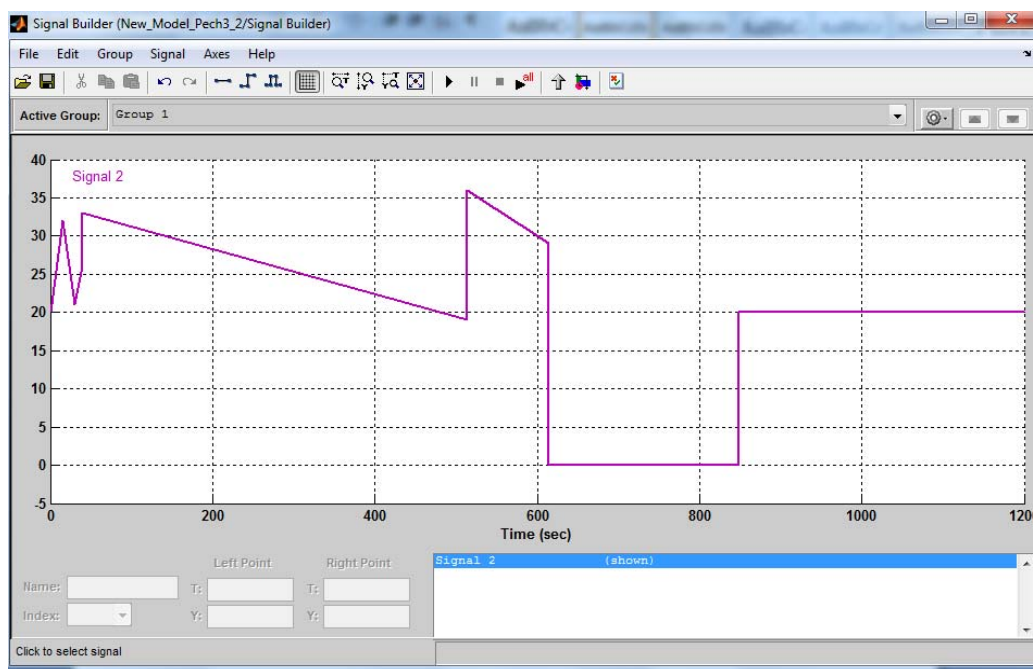


Рис. 7. Діаграма блоку SignalBuilder для імітації появи зовнішніх збурень

На рисунку 8 показана загальна структура прогнозуючої системи управління.

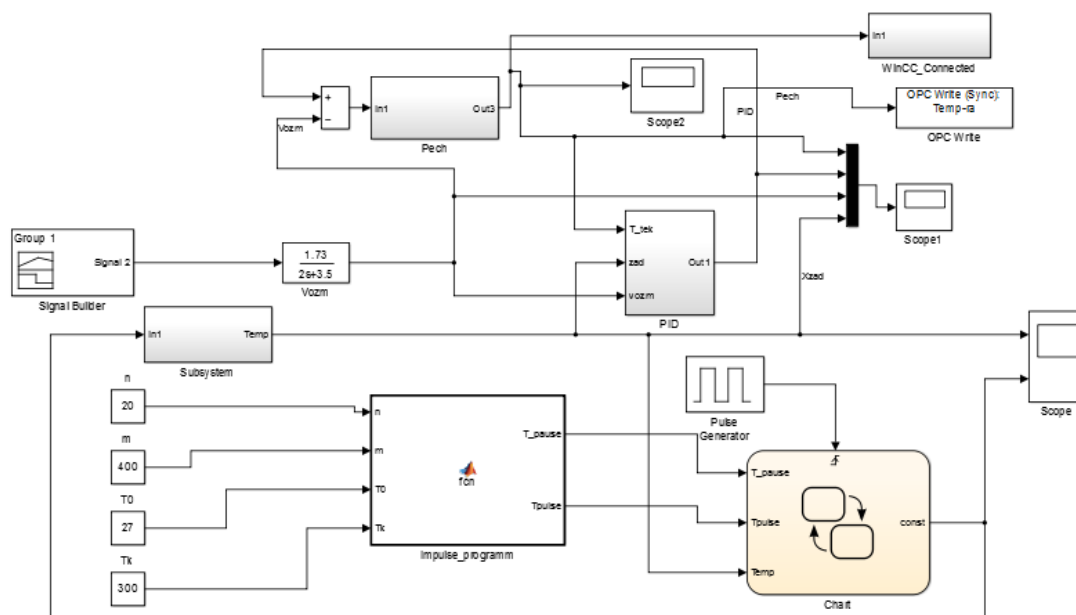


Рис. 8. Структура прогнозуючої системи управління

Згідно представленої структури прогнозуючої системи управління була розроблена SCADA-система управління тепловою роботою термічною печі.

Застосування прогностуючої системи управління

Основним призначенням представленої SCADA-системи є взаємодія оператора термічної печі з технологічним процесом – нагрівом металу.

У даній роботі для розробки людино-машинного інтерфейсу було використано SCADA- систему SimaticWinCC (виробник Siemens AG). Ця програма надає широкі функціональні можливості для побудови систем управління.

Розроблена SCADA-система дозволяє:

- 1) Відстежувати параметри процесу термообробки: режиму термообробки, робочого тиску, витрати палива; температуру по 5 зонам печі;
- 2) Вести контроль тиску, витрати палива та температури на трендах реального часу та у вигляді таблиць;
- 3) Архівувати значення технологічних параметрів;
- 4) Виводити звіт тривоги.

Демонстрація роботи розробленої SCADA- системи контролю роботи камерної печі представлена на рисунках 9 – 12.

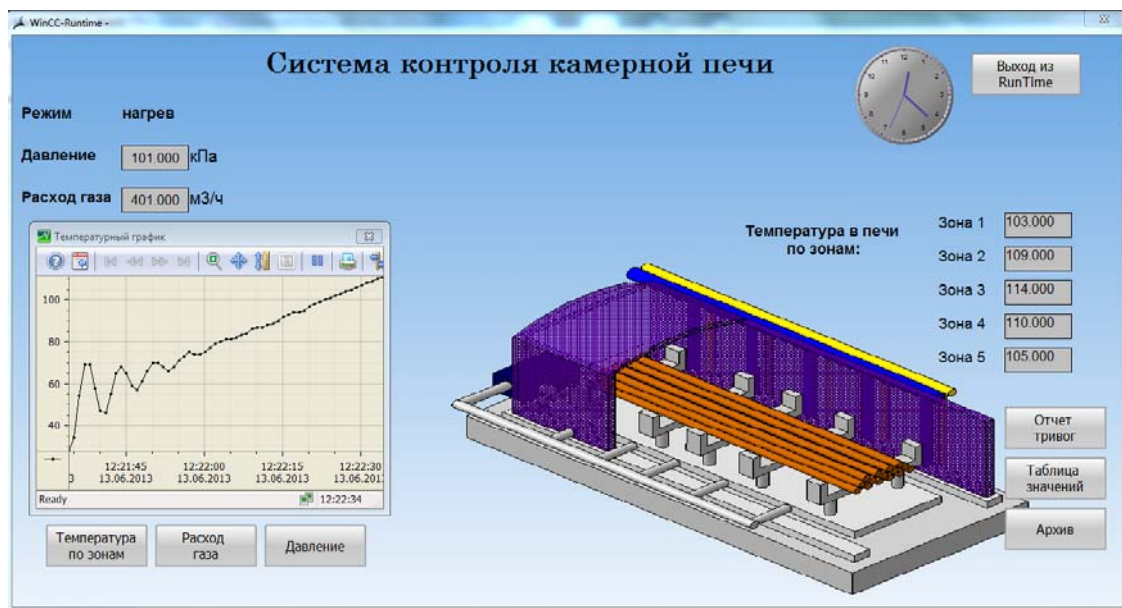


Рис. 9. Зовнішній вигляд розробленої SCADA- системи контролю роботи камерної печі

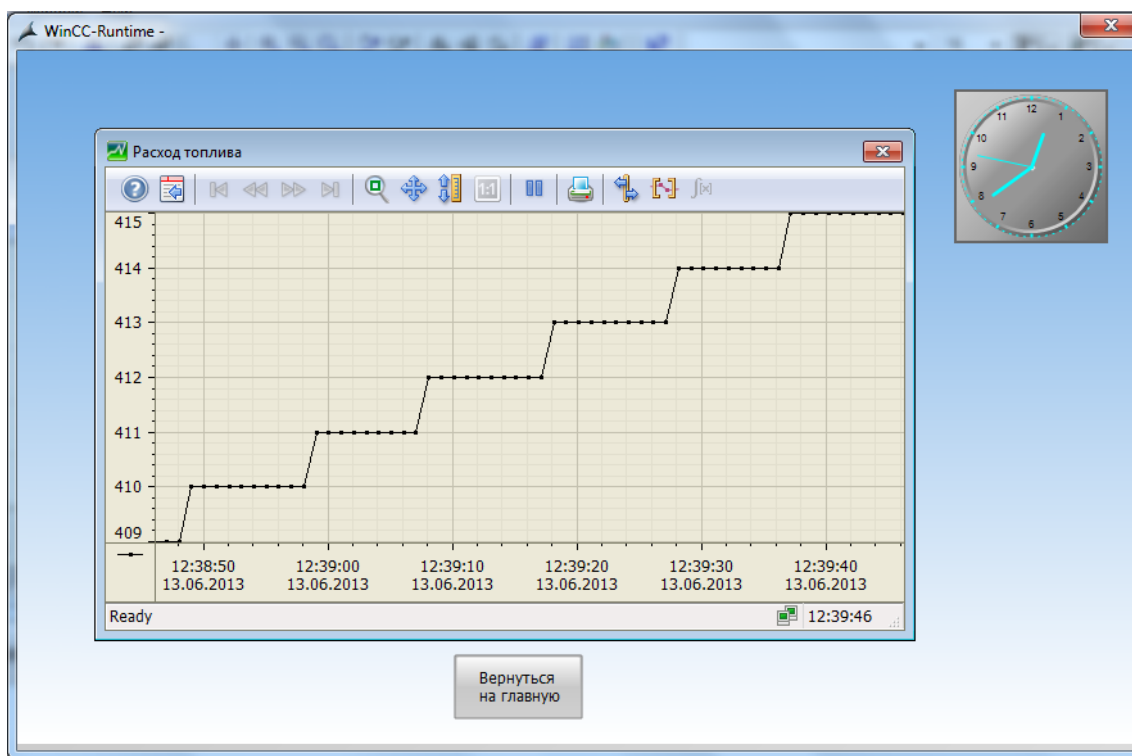
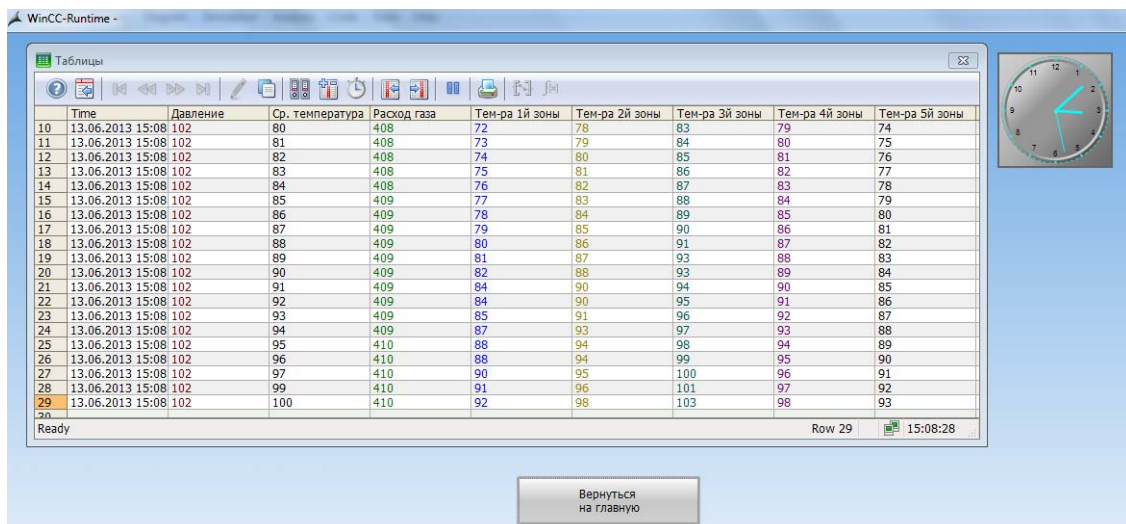
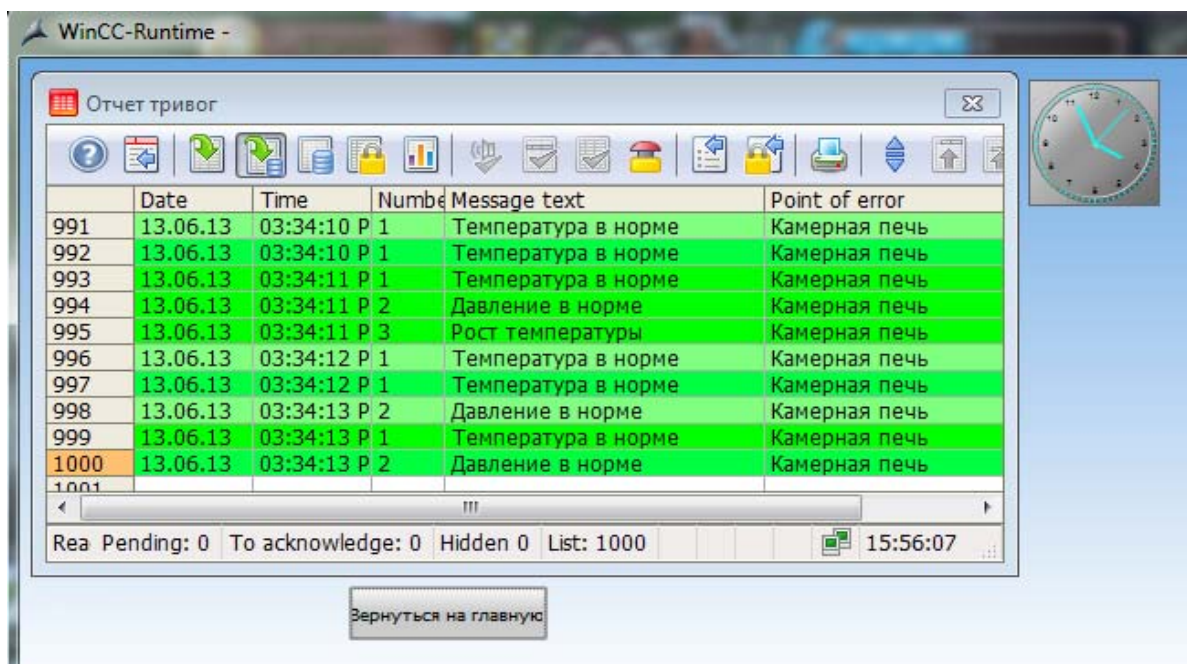


Рис. 10. Тренд зміни витрати палива SCADA- системи контролю роботи камерної печі



Time	Давление	Ср. температура	Расход газа	Тем-ра 1й зоны	Тем-ра 2й зоны	Тем-ра 3й зоны	Тем-ра 4й зоны	Тем-ра 5й зоны
10 13.06.2013 15:08 102	80	408	72	83	79	74		
11 13.06.2013 15:08 102	81	408	73	79	84	80	75	
12 13.06.2013 15:08 102	82	408	74	80	85	81	76	
13 13.06.2013 15:08 102	83	408	75	81	86	82	77	
14 13.06.2013 15:08 102	84	408	76	82	87	83	78	
15 13.06.2013 15:08 102	85	409	77	83	88	84	79	
16 13.06.2013 15:08 102	86	409	78	84	89	85	80	
17 13.06.2013 15:08 102	87	409	79	85	90	86	81	
18 13.06.2013 15:08 102	88	409	80	86	91	87	82	
19 13.06.2013 15:08 102	89	409	81	87	93	88	83	
20 13.06.2013 15:08 102	90	409	82	88	93	89	84	
21 13.06.2013 15:08 102	91	409	84	90	94	90	85	
22 13.06.2013 15:08 102	92	409	84	90	95	91	86	
23 13.06.2013 15:08 102	93	409	85	91	96	92	87	
24 13.06.2013 15:08 102	94	409	87	93	97	93	88	
25 13.06.2013 15:08 102	95	410	88	94	98	94	89	
26 13.06.2013 15:08 102	96	410	88	94	99	95	90	
27 13.06.2013 15:08 102	97	410	90	95	100	96	91	
28 13.06.2013 15:08 102	99	410	91	96	101	97	92	
29 13.06.2013 15:08 102	100	410	92	98	103	98	93	

Рис. 11. Вікно табличного представлення параметрів SCADA-системи контролю роботи камерної печі



Date	Time	Number	Message text	Point of error
13.06.13	03:34:10 P 1	991	Температура в норме	Камерная печь
13.06.13	03:34:10 P 1	992	Температура в норме	Камерная печь
13.06.13	03:34:11 P 1	993	Температура в норме	Камерная печь
13.06.13	03:34:11 P 2	994	Давление в норме	Камерная печь
13.06.13	03:34:11 P 3	995	Рост температуры	Камерная печь
13.06.13	03:34:12 P 1	996	Температура в норме	Камерная печь
13.06.13	03:34:12 P 1	997	Температура в норме	Камерная печь
13.06.13	03:34:13 P 2	998	Давление в норме	Камерная печь
13.06.13	03:34:13 P 1	999	Температура в норме	Камерная печь
13.06.13	03:34:13 P 2	1000	Давление в норме	Камерная печь

Рис. 12. Вікно звіту тривог SCADA- системи контролю роботи камерної печі

Застосування запропонованої прогнозуючої системи з використанням SCADA-системи контролю роботи камерної печі дозволяє спостерігати за процесом нагріву металу безпосередньо оператору печі та простежувати основні технологічні та економічні параметри.

Висновки

В роботі представлена прогноуюча система управління, розроблена для термічної камерної печі з імпульсно-реверсивним способом опалення. Застосування удосконалених способів опалення наряду з сучасними інформаційними системами дозволить металургійним виробництвам України підтримувати вимоги енергозбереження та бути конкурентоспроможними на світовому металургійному ринку.

Оцінка ефективності використання запропонованих в роботі способів та систем управління дозволить знизити теплові витрати на 37 %, а економічні – на 18 %.

Список літератури

1. Пилипенко Р. А. Інтенсифікація теплової роботи камерних печей, опалювальних природним газом / Металургійна теплотехніка : Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ : НМетАУ, 2002. – Т. 8. – С.99-105.
2. Губинський В. І. Нагрівальні печі металургії – сьогодні і завтра // Теорія і практика металургії. – 2004. – № 6. – С.56-60.
3. Ревун М. П., Зінченко В. Ю. Перспективні напрямки вдосконалення теплової роботи нагрівальних і термічних камерних печей / М. П. Ревун, В. Ю. Зінченко // Металургійна теплотехніка : Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ : НМетАУ, 2006. – Т. 6. – С.294-302.
4. Ревун М.П. Інтенсифікація роботи нагрівальних печей / М. П. Ревун, В. І. Гранковський, А. Н. Байбуз. – К. : Техніка, 1987. – 137 с.
5. Яковлева І. Г. Інтенсифікація конвективної тепловіддачі в термічних рециркуляційних печах при реверсивній подачі повернення / Яковлева І. Г., Мних І. Н., Барішенко О. М. // Металургія : Збірник наукових праць ЗДІА. – Запоріжжя, 2009. – № 19. – С. 171 - 175.

Рукопис надійшов 12.09.2015 г.

УДК 669.184

Бейцун С.В. – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Михайловский Н.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Гупало Е.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗОГРЕВА СТАЛЕРАЗЛИВОЧНОГО КОВША ОТКРЫТЫМ ФАКЕЛОМ

Разработана компьютерная модель теплового состояния сталеразливочного ковша при его термической подготовке. Получено изменение температурного поля футеровки при нагреве ковша открытым факелом на установке сушки и высокотемпературного разогрева. Результаты исследования полезны для оптимизации режимов подготовки сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш; разогрев футеровки; открытый факел.

Постановка проблемы

Разогрев сталеразливочных ковшей производится с целью снижения тепловых потерь жидкого металла и предотвращения разрушения рабочей футеровки ковша из-за термоудара в начальный период выпуска расплава [1]. Термическая подготовка ковшей осуществляется на установках сушки и высокотемпературного разогрева (УСВР).

Температурные и временные характеристики разогрева устанавливаются на основе экспериментальных данных для определенного типа футеровки в зависимости от ее физических свойств. Расход топлива, в качестве которого, как правило, используется природный газ, зависит от конструкции установок и внешних условий [2]. Разогрев рабочего слоя сталеразливочных ковшей ведется открытым факелом [3].

Задача управления процессом разогрева ковша заключается в выборе и поддержании такого режима работы установки, который обеспечивает получение заданного температурного профиля слоев футеровки при минимальном расходе топлива.

Для обоснованного выбора режимов термической подготовки ковшей необходима релевантная информация о тепловом состоянии ковша. Однако современные технические средства контроля не позволяют обеспечить мониторинг температурных полей слоев футеровки

стенок и днища ковшей во время их разогрева на УСВР. Поэтому необходимо создать прогнозирующую модель разогрева сталеразливочного ковша открытым факелом.

Анализ последних исследований и публикаций

Исследованию теплового состояния ковшей при различном термическом воздействии посвящено достаточно много работ. В частности, в [4] подробно описана методика расчета изменения температурного поля слоев футеровки в ходе внепечной обработки ковша.

Однако до сих пор нет надежного и эффективного универсального подхода к расчету теплообмена излучением от факела. Существующие методы имеют свои недостатки и ограниченную область применения [5]. Например, в математической модели расчета теплообмена в нагревательных печах [6] факел представляется серой изотермической газовой средой. С учетом этого допущения определяют среднюю плотность результирующего потока излучения на нагреваемые поверхности. Однако одинаковое для всех поверхностей нагрева значение плотности теплового потока от факела неадекватно отражает процессы теплообмена излучением, происходящие в факельных печах.

Для повышения точности расчетов в печах и топках используется зональный метод расчета внешнего теплообмена излучением с учетом конвективной составляющей [7]. Поверхности и объемы топочного пространства разбиваются на зоны в виде прямоугольных параллелепипедов с заданной температурой и определенными оптическими константами. Потоки излучения для этих зон рассчитываются путем дискретной аппроксимации интегральных уравнений радиационного теплообмена. Однако этот метод не получил широкого распространения вследствие неадекватности используемой модели факела, что приводит к существенному несоответствию результатов расчетов теплообмену на реальных объектах.

Цель исследований

Разработать компьютерную модель теплового состояния сталеразливочного ковша при его нагреве открытым факелом на установке сушки и высокотемпературного разогрева.

Основная часть

Для моделирования процесса разогрева сталеразливочных ковшей нами использован метод конечных элементов, позволяющий численно решать широкий спектр физических задач. Математическая модель содержит уравнение в частных производных, теплофизические

свойства материалов, начальные и граничные условия. Уравнение краевой задачи нестационарной теплопроводности для произвольного тела в трехмерной декартовой системе координат имеет вид:

$$K_{xx} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + K_{yy} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + K_{zz} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (1)$$

где K_{xx} , K_{yy} , K_{zz} – коэффициенты теплопроводности по осям x , y , z ; $T = T(x, y, z, t)$ – поле температур; ρ и c – соответственно плотность и удельная теплоемкость материала; t – время.

В качестве объекта исследования выбран 68-тонный набивной сталеразливочный ковш КС 68. Для расчетов процесса нестационарного теплообмена во время нагрева ковша использованы такие исходные данные: геометрические размеры ковша: верхний внутренний диаметр 2,475 м, высота 3,370 м, конусность 0,166; толщина слоев и теплофизические свойства материалов футеровки (с учетом их зависимости от температуры); температура внутренней поверхности футеровки, а также параметры лучистого и конвективного теплообмена.

Стенки и днище набивного ковша состоят из нескольких слоев разных материалов. Стенки ковша – из формовочной смеси, содержащей песок Часов-Ярского месторождения с глинистой составляющей 10...12 %, шамотного кирпича и стального кожуха. Днище ковша – из шамотного кирпича, жаропрочного бетона и стального кожуха. Толщина всех слоев материалов, кроме бетона, в сечении постоянна. Из-за выпуклости днища ковша толщина слоя бетона по его оси составляет 225 мм, а к краям сходит на нет. Структура футеровки ковша, а также теплофизические свойства ее компонентов в функции температуры [8] приведены в таблице 1.

Таблица 1

Структура футеровки сталеразливочного ковша
и теплофизические свойства ее материалов (t – температура материала)

Материал	Толщина слоя, мм		Плотность, кг/м ³	Теплоемкость, Дж/(кг·К)	Теплопроводность, Вт/(м·К)
	стенка	днище			
Формовочная смесь	160	–	1650	$840 + 0,053 t$	$0,35 + 1,94 \cdot 10^{-4} t$
Шамот	65	120	2000	$880 + 0,23 t$	$0,69 + 3,14 \cdot 10^{-4} t$
Жаропрочный бетон	–	225	1400	$840 + 0,20 t$	$0,48 + 1,40 \cdot 10^{-4} t$
Сталь	20	20	7800	$462 + 0,17 t$	$52,0 - 0,020 t$

В ходе разогрева на УСВР ковш накрывается теплоизолирующей крышкой наружным диаметром 3,190 м и толщиной 0,180 м, которая тоже участвует в теплообмене. Крышка состоит из жаропрочного бетона толщиной 50 мм, муллито-корундовой ваты толщиной 90 мм и

стального корпуса толщиной 30 мм. Слои бетона и ваты разделены стальной решеткой толщиной 10 мм. Теплофизические свойства муллит-корундовой ваты: плотность 130 кг/м^3 , теплоемкость $1036 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, теплопроводность $0,16 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Для нахождения частного решения задачи (1) должны быть заданы начальные и граничные условия. Согласно [9], температура факела равна 1400°C , а температура отходящих газов – 1200°C . Начальная температура ковша и крышки принята равной температуре окружающего воздуха – 30°C .

Для моделирования разогрева сталеразливочного ковша открытым факелом прежде всего, необходимо определить его геометрические размеры. Оценка формы и размеров факела производилась по данным промышленного эксперимента на УСВР ковшей кислородно-конвертерного цеха ПАО «Евраз – Днепропетровский металлургический завод». Цифровой фотокамерой фиксировался факел на выходе горелки при расходе природного газа $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, что соответствует применяемому режиму сушки и разогрева ковша. С учетом масштаба снимка и угла съемки получены следующие размеры факела: диаметр 410 мм, длина 1460 мм. Для моделирования форма факела аппроксимирована двумя усеченными конусами объемом $V_1 = 0,10 \text{ м}^3$ и излучающей поверхностью $F_1 = 1,30 \text{ м}^2$.

Факел с излучающей поверхностью F_1 участвует в теплообмене с тремя внутренними поверхностями: стенки ковша F_2 , его днища F_3 и теплоизолирующей крышки F_4 .

Лучистый тепловой поток от поверхности i к поверхности j определяется формулой [8]:

$$q_{l,i,j} = \varphi_{i,j} \cdot \varepsilon_{i,j} \cdot c_0 (T_i^4 - T_j^4), \text{ Вт/м}^2, \quad (2)$$

где $\varphi_{i,j}$ – коэффициент облученности, $\varepsilon_{i,j}$ – приведенная степень черноты, $\varepsilon_{i,j} = (1/\varepsilon_i + 1/\varepsilon_j - 1)^{-1}$, $c_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, T_i, T_j – абсолютная температура соответствующих поверхностей.

Согласно свойству замыкаемости лучистых тепловых потоков [8], коэффициенты облученности определяются как:

$$\varphi_{1,2} = \frac{F_1 + F_2}{F_2 + F_3 + F_4}; \quad \varphi_{1,3} = \frac{F_1 + F_3}{F_2 + F_3 + F_4}; \quad \varphi_{1,4} = \frac{F_1 + F_4}{F_2 + F_3 + F_4}. \quad (3)$$

С учетом величины площадей поверхностей, участвующих в лучистом теплообмене – $F_1 = 1,30 \text{ м}^2$; $F_2 = 21,09 \text{ м}^2$; $F_3 = 3,07 \text{ м}^2$; $F_4 = 4,78 \text{ м}^2$, и приведенной в [9] степени черноты факела 0,5 получены усредненные по соответствующим поверхностям лучистые тепло-

вые потоки при температуре факела $T_1 = 1400$ °С (таблица 2).

Таблица 2

Характеристики лучистой теплоотдачи от факела

Поверхность (материал)	Коэффициент облученности	Степень черноты	Лучистый тепловой поток, кВт/м ²	
			в начале нагрева	в конце нагрева
Стенка (формовочная смесь)	0,774	0,80	150	122
Днище (шамот)	0,151	0,75	28	23
Крышка (жаропрочный бетон)	0,210	0,90	43	34

В УСВР реализуется турбулентный режим течения продуктов сгорания в полости ковша. При этом усредненный коэффициент теплоотдачи к поверхности ковша и крышки определяется из уравнения [10]:

$$Nu = 0,135 (Gr \cdot Pr)^{1/3}. \quad (3)$$

Запишем (3) в размерных переменных, приняв в качестве определяющей температуру продуктов сгорания $t_{ПС}$, а определяющего размера – средний внутренний диаметр ковша d :

$$\frac{\alpha d}{\lambda} = 0,135 \left(\frac{g \beta d^3 \Delta t}{\nu^2} \cdot \frac{\nu}{a} \right)^{1/3}. \quad (4)$$

Отсюда усредненный коэффициент конвективной теплоотдачи:

$$\alpha = 0,135 \lambda \left(\frac{g \beta}{\nu a} \Delta t \right)^{1/3}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (5)$$

Свойства продуктов сгорания при определяющей температуре $t_{ПС} = 1200$ °С [11]: теплопроводность $\lambda_{ПС} = 0,1262$ Вт/(м·К); коэффициент объемного расширения $\beta_{ПС} = 0,679 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹; кинематическая вязкость $\nu_{ПС} = 2,210 \cdot 10^{-4}$ м²/с; коэффициент температуропроводности $a_{ПС} = 3,924 \cdot 10^{-4}$ м²/с. В результате расчета по формуле (5) получена величина коэффициента конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания к внутренней поверхности футеровки ковша $\alpha_{ПС} = 7,16$ Вт/(м²·К).

Свойства окружающей среды (воздуха) при определяющей температуре $t_B = 30$ °С [11]: теплопроводность $\lambda_B = 0,0267$ Вт/(м·К); коэффициент объемного расширения $\beta_B = 3,30 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹; кинематическая вязкость $\nu_B = 0,160 \cdot 10^{-4}$ м²/с; коэффициент температуропроводности $a_B = 0,229 \cdot 10^{-4}$ м²/с. В результате расчета по формуле (5) получена ве-

личина коэффициента конвективной теплоотдачи от кожуха ковша в окружающую среду $\alpha_B = 1,17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

В результате моделирования получено распределение температуры по толщине футеровки ковша при его нагреве на УСВР открытым факелом (рис. 1) в течение 6-ти часов, что соответствует применяемой технологии. На графиках приняты обозначения: 1 – профиль температуры в стенке (в сечении напротив центра факела), 2 – профиль температуры по оси днища ковша.

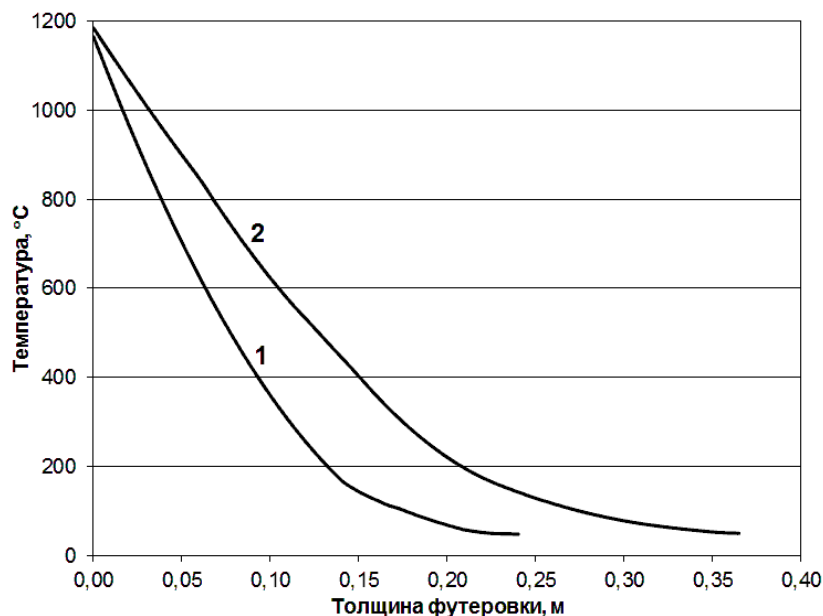


Рис. 1. Распределение температуры по толщине футеровки ковша при его нагреве на УСВР открытым факелом

Результаты моделирования показывают, что внутренняя поверхность футеровки стенки за указанное время прогревается до $1165 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а днища – до $1185 \text{ }^{\circ}\text{C}$, что вполне достаточно для предотвращения термоудара при выпуске стали в ковш. При этом температура кожуха ковша едва достигает $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Анализ полученного распределения температуры свидетельствует о том, что в ходе нагрева ковша в его футеровке не возникают термические напряжения, опасные с точки зрения образования трещин в слоях огнеупорных материалов [12]. Максимальный градиент температуры в футеровке стенки составляет $10 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$, а днища $6 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мм}$.

Выводы

На основании моделирования получено изменение температурного поля футеровки ковша в ходе его нагрева на УСВР. Установлено, что рабочая поверхность футеровки прогревается достаточно для из-

бежания термоудара при выпуске стали в ковш. Результаты исследования могут быть полезны для оптимизации процесса подготовки сталеразливочных ковшей.

Список литературы

1. Вихлевщук В. А. Ковшевая доводка стали / В. А. Вихлевщук, В. С. Харахулах, С. С. Бродский. – Днепропетровск : Системные технологии, 2000. – 190 с.
2. Огурцов А. П. Производство стали от старта до финиша. Сталеразливочный ковш и внепечные технологии / А. П. Огурцов. – Днепропетровск : ДГТУ, 2011. – Т. 2. – 275 с.
3. Казачков Е. А. Исследование тепловых потерь в 350-т сталеразливочном ковше // Е. А. Казачков, С. Г. Исайчикова. – Вестник Приазовского государственного технического университета. – Мариуполь, 2000. – № 9. – С. 27-33.
4. Бейцун С. В. Моделирование теплового состояния ковша при внепечной обработке стали // С. В. Бейцун, Н. В. Михайловский, Е. В. Гупало. – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика : збірник наукових праць. – Випуск 7. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2015. – С. 5-13.
5. Макаров А. Н. Теория и практика теплообмена в электродуговых и факельных печах, топках, камерах сгорания : монография // А. Н. Макаров. Ч. 1. Основы теории теплообмена излучением в печах и топках. – Тверь : ТГТУ, 2007. – 184 с.
6. Телегин А. С. Тепломассоперенос / А. С. Телегин, В. С. Швыдкий, Ю. Г. Ярошенко. – М. : Металлургия, 1995. – 400 с.
7. Невский А. С. Лучистый теплообмен в печах и топках // А. С. Невский. – М. : Металлургия, 1971. – 440 с.
8. Исаченко В. П. Теплопередача // В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М. : Энергоиздат, 1981. – 417 с.
9. Губинский В. И. Металлургические печи: учеб. пособие. – Днепропетровск : НМетАУ, 2006. – 85 с.
10. Цаплин, А. И. Теплофизика в металлургии: учеб. пособие // А. И. Цаплин. – Пермь : ПГТУ, 2008. – 230 с.
11. Михеев М. А. Основы теплопередачи: учебник для вузов // М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с.
12. Ошовская Е. В. Моделирование работы футеровки сталеразливочного ковша с переменной тепловой нагрузкой // Е. В. Ошовская, И. Н. Салмаш, Д. А. Фоменко. – Наукові праці ДонНТУ : Металургія. – 2011. – Вип. 13 (194). – С. 198-210.

Рукопись поступила 02.09.2015 г.

УДК 669.046.532

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

Ступак М.Ю. — аспирант, НМетАУ

Мацукевич М.Ю. — студент, НМетАУ

ПРЕДПОСЫЛКИ К ПРИМЕНЕНИЮ ПУЛЬСАЦИОННО-РЕЗОНАНСНОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

Представлен анализ результатов применения пульсаций в технологических и энергетических процессах. Разработана методика акустического анализа рабочего объема печи с целью определения диапазона частот вынужденных колебаний, в которых следует ожидать технологический резонанс. Выполнена оценка определения этих частот в процессе эксплуатации печи. Проанализированы основные виды устройств для возбуждения пульсаций. Определены характеристики механического вращающегося пульсатора с цилиндрическим прерывателем.

Ключевые слова: топливо; сжигание; пульсация; резонанс; акустический анализ; частота.

Введение

Одним из направлений в экономии топлива представляется разработка энергосберегающих технологий сжигания, обеспечивающих более качественное сжигание топлива, то есть без недожога и более эффективное использование полученной от сжигания теплоты. В связи с этим разработка и реализация эффективной пульсационно-резонансной технологии сжигания топлива представляется актуальной задачей.

Постановка задачи исследования

В задачу данных исследований входили:

- анализ применения пульсаций в энергетических и технологических процессах;
- разработка методики акустического анализа рабочего объема печи с целью определения диапазона частот, в котором следует ожидать технологический резонанс;
- анализ устройств для возбуждения пульсаций, выбор пульсатора для пульсационно-резонансного режима сжигания топлива и определение его характеристик.

Применение пульсаций

в технологических и энергетических процессах

Интерес к пульсациям обусловлен их позитивным влиянием на характеристики технологических и энергетических процессов. В таблице 1 приведены данные о применении пульсаций.

Таблица 1

Применение пульсаций в технологических и энергетических процессах

Способ осуществления пульсаций в различных процессах	Частота пульсаций, Гц	Позитивный эффект пульсаций
Пульсирующее дутье в кислородно-конвертерном производстве стали [1]	50-100	Ускорение шлакообразования, активизация десульфурации и дефосфорации металла, сокращение продувки, снижение угара, увеличение выхода годного
Пульсирующий газовый поток при восстановительном обжиге [2]	20-50	Сокращение продолжительности обжига и снижение энергозатрат
Пульсационное сжигание газообразного топлива в методических печах и нагревательных колодцах [3]	15-40	Сокращение времени нагрева, снижение расхода топлива, уменьшение угара металла
Возбуждение пульсаций в камере горения доменного воздухонагревателя [4]	3-15	Более равномерный нагрев насадки воздухоподогревателя, сокращение продолжительности нагрева и экономия топлива
Наложение пульсаций при химико-термической обработке металлоизделий [5]	$(3-15) \cdot 10^5$	Увеличение степени насыщения поверхности изделий упрочняющими присадками
Применение импульсного горения в технологии детонационного напыления твердослойных покрытий [6]	1-5	Повышение износоустойчивости покрытий
Пульсационное сжигание топлива при сушке сыпучих материалов [7, 8]	10-50	Сокращение продолжительности сушки, экономия топлива
Применение пульсационного горения при бурении скважин [2, 5]	1	Увеличение скорости образования скважин
Применение камер пульсирующего горения в технологии обезвоживания водонефтяных эмульсий [9]	5-170	Бесфорсуночное распыление и повышение степени дожигания нефтешламовых отходов
Применение пульсационного сжигания в калориферах и котлах [10]	30-120	Снижение недожога топлива, экономия топлива

Причины позитивных эффектов пульсаций, указанных в табл. 1, зависят от вида процесса, в котором применяются пульсации.

Например, пульсация кислородного дутья в конвертерах [1] обеспечивает за счет более интенсивного перемешивания расплава улучшение ассимиляции извести в расплаве и активизацию десульфурации и дефосфорации металла. Это приводит к повышению качества стали, сокращению продолжительности продувки, снижению угара металла и увеличению выхода годного.

Пульсирующий газовый поток при восстановительном обжиге во вращающейся печи [2] способствует обновлению восстановительной атмосферы вокруг частичек восстанавливаемого железнорудного сырья, что ускоряет восстановление. Пульсирующий газовый поток интенсифицирует также теплообмен, что совместно с обновлением восстановительной атмосферы ускоряет обжиг.

Пульсирующее сжигание топлива в методических печах и нагревательных колодцах [3] помимо повышения интенсивности теплообмена вследствие пульсаций обеспечивает перемешивание атмосферы в рабочем объеме печи, что приводит к выравниванию температуры печи, исключению застойных низкотемпературных зон и зон перегрева металла.

Возбуждение пульсаций в камере сгорания доменного воздухонагревателя [4] интенсифицирует теплообмен между продуктами сгорания и поверхностью насадки, исключает застойные от нагрева зоны в насадке и, соответственно, повышает равномерность нагрева.

Наложение пульсаций при химико-термической обработке металлоизделий [5] интенсифицирует массообменный процесс между присадкой и поверхностью металлоизделий, что обеспечивает более глубокое проникновение химической термообработки. Более глубокому и плотному напылению твердослойных покрытий способствует также пульсации в технологии детонационного напыления [6].

Пульсационное сжигание топлива при сушке сыпучих материалов [7, 8] стимулирует удаление с поверхности частиц дисперсного материала влаги испарений, получаемой в результате сушки, что активизирует удаление влаги непосредственно из материала и ускоряет сушку.

Применение пульсационного сжигания при бурении скважин [2, 5] обеспечивает воздействие на грунт ударных волн пульсирующих продуктов сгорания. Наличие ударных волн по сравнению с обычным стационарным воздействием ускоряет образование скважин и обеспечивает действием обратной ударной волны выталкивание дисперсных продуктов разрушенного грунта из образующихся скважин.

Рассмотренные варианты воздействий пульсаций на технологические и энергетические процессы показывают, что применение пульсаций в большинстве случаев начинается с воздействия пульсаций на процесс горения путем возбуждения колебаний компонентов взаимодействующих в процессе горения, то есть потоков газа и воздуха. В результате изменяется характер взаимодействия потоков газа и воздуха с образованием пульсирующих продуктов сгорания.

Положительный эффект от пульсаций при сжигании топлива происходит за счет интенсификации смесеобразования топлива и воздуха. Вследствие улучшения перемешивания газовой смеси происходит снижение недожога топлива по сравнению с обычным стационарным сжиганием [7], что приводит к экономии топлива и снижению вредных выбросов в атмосферу.

Независимо от воздействия пульсаций на горение, положительный эффект пульсаций на технологические процессы во многих случаях проявляется вследствие интенсификации теплообмена по сравнению с обычными стационарными процессами, то есть интенсификация тепло- и массообмена касается непосредственно и процесса горения, и последующих взаимодействий образовавшихся пульсирующих продуктов сгорания в энергетических и технологических установках.

В целом, опыт применения пульсаций свидетельствует о высокой их эффективности, проявляющейся в заметном улучшении энергетических, технологических и экологических показателей процессов. Вместе с этим проявление пульсаций в каждой технологии носит индивидуальный характер и в каждом конкретном случае требует дополнительных исследований.

Исследование резонансных режимов пульсаций

Наиболее эффективное проявление пульсаций следует ожидать в резонансных режимах, то есть, когда частота вынужденных колебаний, обуславливающих пульсации, совпадает с собственной частотой колебаний в рабочем объеме топки, печи или технологического агрегата. В случае резонанса оптимальные, то есть наиболее эффективные частоты пульсаций, достигаются с минимальными энергетическими затратами.

Для исследований выбрана электропечь СШЦМ – 6.6/9М1. Выбор объекта исследования обусловлен его доступностью для проведения акустического анализа в условиях максимально приближенным к промышленным.

Суть методики исследования заключалась в реализации физической аналогии рабочего объема печи (муфеля) с резонатором Гельм-

гольца, который представляет собой колебательную систему, моделирующую резонансные частоты. Резонатор Гельмгольца действует как глушитель частот, на которые приходится резонанс [11].

Схема измерений для определения амплитудно-частотной характеристики рабочего объема печи с использованием штатного комплекта исследовательской аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер» представлена на рис. 1.

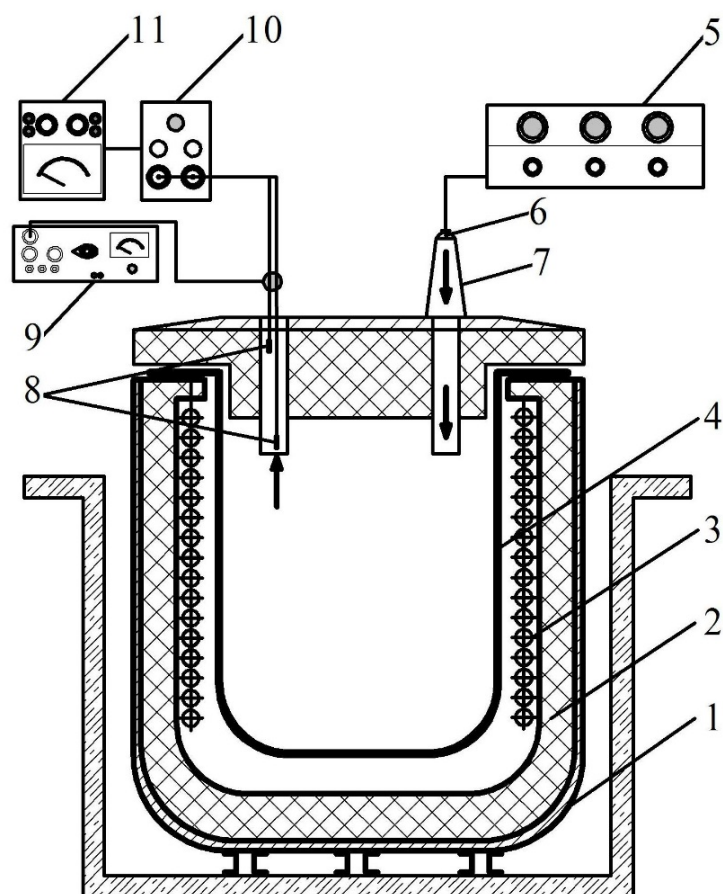


Рис. 1. Схема измерений при определении амплитудно-частотной характеристики рабочего объема печи:
 1 – кожух печи; 2 – футеровка; 3 – нагреватель; 4 – муфель;
 5 – генератор звука (ГЗ 118); 6 – динамик (10ГРД-5);
 7 – диффузор; 8 – микрофоны (М4134, М4165 RFT);
 9 – шумомер (PSI – 202 RFT); 10 – двухканальный предусилитель (2807 «Брюль и Кьер»);
 11 – индикатор уровня (М 2038).

Печь и муфель при выполнении акустического анализа находились в холодном состоянии. Звуковые волны поступали в рабочий объем печи от генератора звука (ГЗ-118) через динамик (10ГРД-5) и диффузор. Для этого в крышке печи предусмотрено цилиндрическое входное отверстие. Реакция муфеля печи на звуковое давление кон-

тролировалось микрофонами (М4134 и М4165), установленными в выходном отверстии. Звуковые колебания на выходе из печи контролировались также шумомером.

Выходное для звука отверстие создает аналогию муфеля печи с резонатором Гельмгольца. При резонансном колебании столб воздуха в выходном отверстии поглощает звуковые волны, соответствующие частотам собственных колебаний муфеля, что отражается на разности показаний нижнего и верхнего микрофонов.

Сигналы с микрофонов усиливались двухканальным предусилителем и подавались на индикатор уровня (милливольтметр типа М2038), с которого снимались показания уровня звука.

Амплитудно-частотная характеристика рабочего объема печи определялась в следующей последовательности:

- звуковым генератором устанавливался приемлемый уровень сигнала с динамика (до 120 дБ);
- при постоянном уровне сигнала ступенчато изменялась частота сигнала в интервале от 3 до 1200 Гц;
- звуковое давление на выходе из полости муфеля измерялось установленными на двух уровнях микрофонами, разность показаний которых указывала на поглощение звука и, соответственно, на частоты, при которых следует ожидать резонанс.

Полученная амплитудно-частотная характеристика рабочего объема печи, представленная на рисунке 2, показывает, что в рабочем объеме печи проявляется несколько возможных диапазонов резонансных частот. Наиболее контрастные диапазоны частот отмечены на рис. 2 пунктирами: 170 – 185 Гц; 500 – 595 Гц; 835 – 900 Гц; 1060 – 1160 Гц.

Наличие нескольких диапазонов предполагаемых резонансных частот обусловлено сложностью волнового движения в реальных условиях, представляющего собой сочетание продольных, поперечных и радиальных волн.

Резонансные частоты в объеме муфеля можно получить также вычислением на основе решения волнового уравнения Гельмгольца в цилиндрических координатах [12], которое для потенциала скорости Φ принимает вид:

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2}, \quad (1)$$

где r – текущее значение радиуса; φ – текущее значение угла; c – скорость звука; z – координата вдоль оси муфеля.

Расчетная схема представлена на рис. 3. В данном случае целесообразно использовать известное и апробированное решение, например, решение полученное в работе [13].

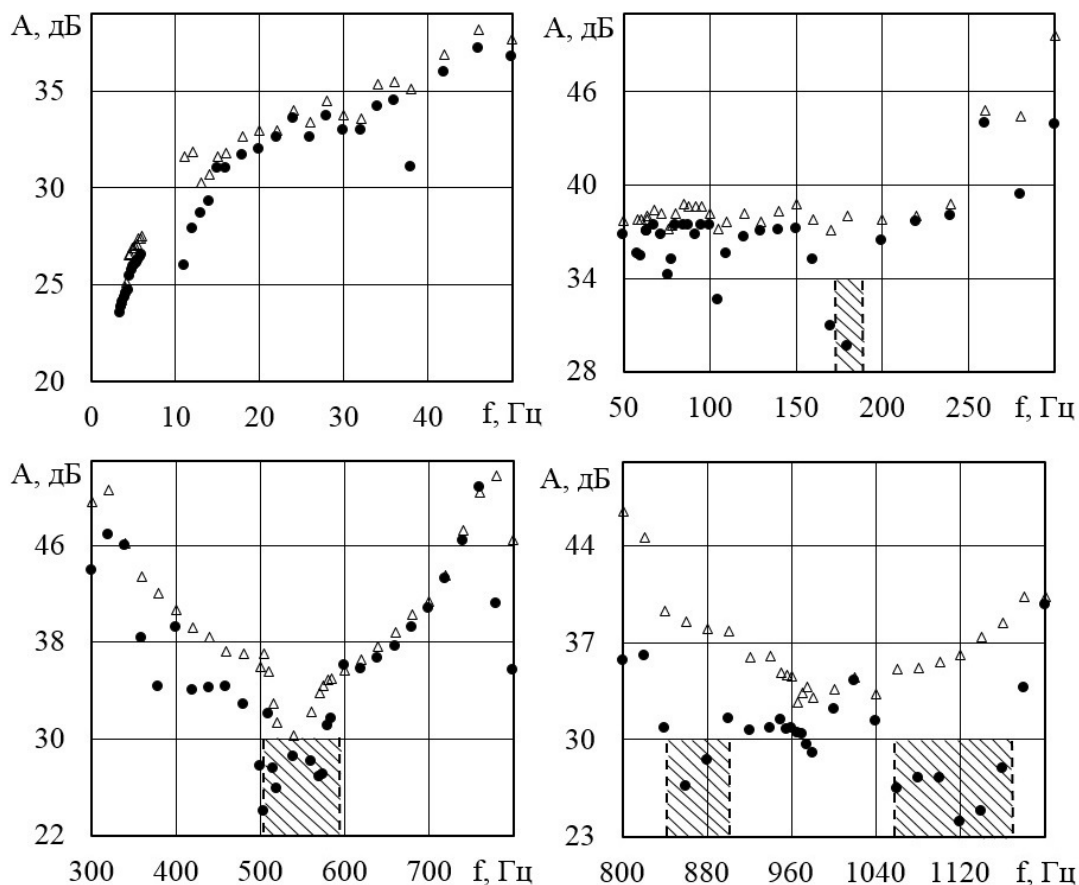


Рис. 2. Амплитудно (А)-частотная (f) характеристика рабочего объема печи (Δ - М4165, ● – М4134)

В том случае, если в муфеле доминируют радиальные колебания, потенциал скорости Φ не будет зависеть от значения угла φ , а уравнение (1) принимает вид:

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2}. \quad (2)$$

Решение уравнения (2) выполнено методом разделения переменных [12]. В этом решении потенциал скорости представляется произведением трех функций:

$$\Phi(r, z, t) = R(r) \cdot Z(z) \cdot T(t), \quad (3)$$

где функции $R(r)$, $Z(z)$, $T(t)$ зависят, соответственно, только от r , z и t .

После подстановки (3) в (2) и деления полученного результата на произведение $R(r) \cdot Z(z) \cdot T(t)$ уравнение (2) принимает вид:

$$\left(\frac{1}{R(r)} \frac{\partial^2 R(r)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{1}{R(r)} \frac{\partial R(r)}{\partial r} \right) + \left(\frac{1}{Z(z)} \frac{\partial^2 Z(z)}{\partial z^2} \right) = \frac{1}{c^2} \frac{1}{T(t)} \frac{\partial^2 T(t)}{\partial t^2}. \quad (4)$$

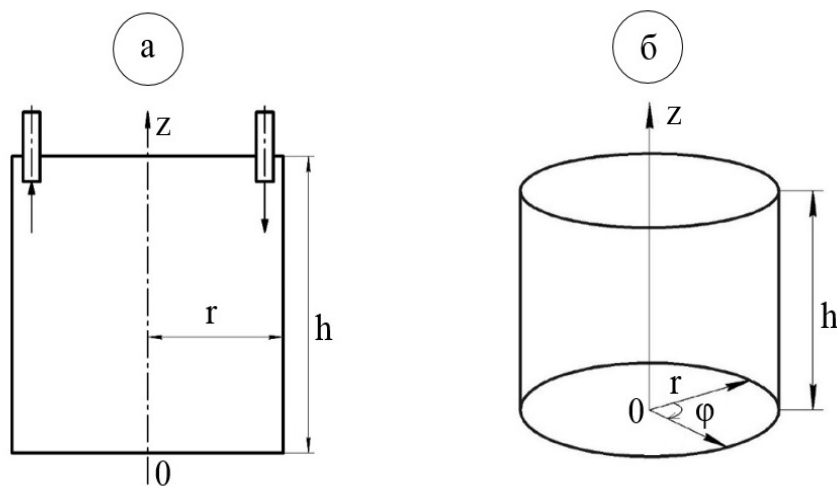


Рис. 3. Расчетная схема резонансных частот:
а – муфель печи; б – геометрические характеристики

Выражение в первых скобках уравнения зависит только от r , во вторых скобках – только от z , а правая часть уравнения зависит только от t . Выражение (4) тождественно только тогда, когда выражения в скобках равны постоянным величинам. Уравнение (4) можно представить в виде системы уравнений:

$$\left(\frac{1}{R(r)} \frac{\partial^2 R(r)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{1}{R(r)} \frac{\partial R(r)}{\partial r} \right) = k_r^2; \quad (5)$$

$$\left(\frac{1}{Z(z)} \frac{\partial^2 Z(z)}{\partial z^2} \right) = k_z^2; \quad (6)$$

$$\frac{1}{c^2} \frac{1}{T(t)} \frac{\partial^2 T(t)}{\partial t^2} = k_t^2, \quad (7)$$

которые, соответственно, связаны условием:

$$k_r^2 + k_z^2 = k_t^2. \quad (8)$$

Решением уравнения (5) является цилиндрическая функция Бесселя нулевого порядка:

$$R(r) = J_0(k_r r). \quad (9)$$

Решением уравнения (6) является комбинация гармонических функций:

$$Z(z) = A \sin(k_z z) + B \cos(k_z z), \quad (10)$$

где A и B – константы, определяемые граничными условиями.

Решением уравнения (7) является гармоническая функция:

$$T(t) = \sin(\omega \cdot t), \quad (11)$$

где ω – круговая частота, связанная со значениями k_t и частотой пульсаций f соотношением:

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c}. \quad (12)$$

После подстановки (9) – (11) в (3) решение для потенциала скорости Φ примет вид:

$$\Phi(r, z, t) = J_0(k_r r) \cdot (A \sin(k_z z) + B \cos(k_z z)) \cdot \sin(\omega \cdot t). \quad (13)$$

При непроницаемой поверхности муфеля граничные условия должны удовлетворять условию исчезновения радиальной скорости на боковой поверхности муфеля. Исчезает также осевая скорость на днище и потолочную часть муфеля. Граничные условия принимают вид:

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right|_r = 0; \quad (14)$$

$$\Phi(z)|_{z=0} = \Phi(z)|_{z=h} = 0. \quad (15)$$

После подстановки (14) в (13) с учетом $\frac{\partial J_0(r)}{\partial r} = J_1(r)$ получаем выражение:

$$J_1(k_r r) = 0. \quad (16)$$

Значения первых четырех корней, удовлетворяющих выражению (16), составят: 0 (1); 3,832 (2); 7,016 (3); 10,174 (4).

Условие (15) дает систему уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} A \sin(k_z 0) + B \cos(k_z 0) &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{aligned} A \sin(k_z h) + B \cos(k_z h) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

в результате решения которой, при $B = 0$:

$$k_z \cdot h = \pi \cdot m, \quad m = 0, 1, 2, \dots \quad (19)$$

где m – номер решения уравнения (17).

Для собственных частот должны выполняться условия:

$$\left\{ \begin{aligned} k_r &= \frac{n_i}{r}; \end{aligned} \right. \quad (20)$$

$$\left\{ \begin{aligned} k_z &= \frac{\pi \cdot m}{h}; \end{aligned} \right. \quad (21)$$

$$\left\{ \begin{aligned} k_r^2 + k_z^2 &= \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{c} \right)^2. \end{aligned} \right. \quad (22)$$

Решения системы уравнений (20) – (22) дает выражение для вычисления ряда собственных частот в цилиндрическом муфеле.

$$f = \frac{c}{2 \cdot \pi} \sqrt{\left(\frac{n_i}{r}\right)^2 + \left(\frac{\pi \cdot m}{h}\right)^2}. \quad (23)$$

Результаты расчета собственных частот для муфеля радиусом $r = 0,308$ м, высотой $h = 0,625$ м при скорости звука $c = 340$ м/с для первых четырёх корней составит: 272 (1), 544 (2), 816 (3), 1088 (4). При этом первый корень можно не учитывать, так как он соответствует нулевой частоте.

Сравнение измеренных и вычисленных по формуле (23) резонансных частот представлено в таблице 3.

Таблица 3

Сравнение измеренных и вычисленных
резонансных частот рабочего объема муфеля печи

Наименование величины	Значения частот и расхождений		
Диапазон резонансных частот, установленный измерением, Гц	500 ÷ 595	835 ÷ 900	1060 ÷ 1160
Среднее значение частот в диапазоне, Гц	547,5	867,5	1110
Расчетное значение, Гц	544	816	1088
Расхождение среднего измеренного и расчетного значений, %	0,6	5,9	1,1

В соответствии с данными, приведенными в таблице 3, расхождение расчетных и экспериментальных значений частот находится в пределах $0,6 \div 5,9$ %, то есть в допустимых пределах по условию точности такого типа расчетов, что позволяет использовать резонатор Гельмгольца с определённой условностью для прогнозирования собственной частоты рабочего объема топки, печи или технологического агрегата.

Выбор и определение характеристики пульсатора

Устройства для возбуждения пульсаций (пульсаторы) можно разделять на три основных класса: акустические, газодинамические и механические [7]. Классификация устройств и принципы их реализации представлены на рисунке 4.

В акустических пульсаторах генераторы звука, вызывающие пульсации, могут быть размещены непосредственно в горелочном устройстве (внутреннего действия) и снаружи (внешнего действия). Возможны также акустические пульсаторы комбинированного действия, например, путем поочередной работы генераторов звука, расположенных внутри горелочного устройства и снаружи.



Рис. 4.– Классификация пульсаторов и принцип их реализации

В акустических пульсаторах совместного действия генераторы звука внутри горелочного устройства и снаружи работают одновременно. Во всех случаях акустические пульсаторы дают косвенное влияние на процесс горения, не изменяя кардинально газодинамическую картину процесса. Это ограничивает влияние пульсаций на процесс горения.

В газодинамических пульсаторах эффект пульсаций в значительной степени зависит от характеристик потока газа, например, от направления потока, скорости газа, давления и прочего. Обеспечить диапазоны частот, необходимые для настройки на резонансные частоты, представляется здесь весьма сложной задачей, так как изменение характеристик газового потока может привести к ослаблению или исчезновению пульсаций. Газодинамические пульсаторы работают стабильно и эффективно в строго определенном режиме движения газа, что исключает настройку частот путем изменения режима.

В механических пульсаторах перфорированные вставки, многослойные стенки и вибрирующие тела также не дают возможности регулирования резонансных частот пульсаций. Вставки и многослойные стенки неподвижны, что исключает изменение частоты пульсаций газа путем их перемещения.

Влияние вибрирующих тел на газовый поток весьма ограничено, вследствие ограниченной амплитуды вибраций. В связи с этим вибрация тел действует на поток газа косвенно без резкого изменения характеристик газа.

Контрастные изменения характеристик газа, необходимые для пульсаций, возможны путем периодической отсечки газа. Периодическую отсечку газа можно обеспечить вращающимися с определённой частотой механическими пульсаторами.

Анализ устройств для возбуждения пульсаций позволяет выделить механические вращающиеся пульсаторы, которые путем изменения частоты вращения регулируют частоту пульсаций и, соответственно, обеспечивают настройку пульсатора на резонансные частоты.

Вариант вращающегося пульсатора с цилиндрическим прерывателем представлен на рис. 5.

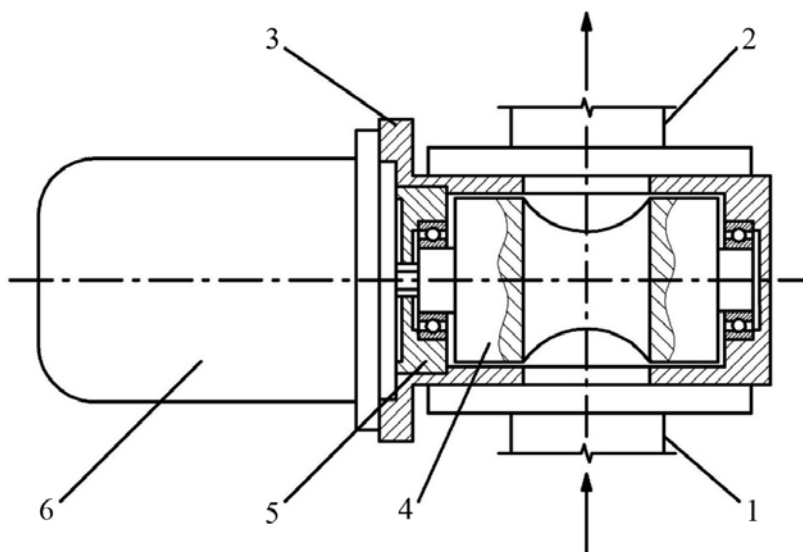


Рис. 5. Механический пульсатор
с цилиндрическим прерывателем потока газа:
1 и 2 – вход и выход газа (воздуха); 3 – корпус пульсатора;
4 – вращающийся цилиндрический прерыватель;
5 – обойма подшипников; 6 – корпус электродвигателя.

Вращающийся цилиндрический прерыватель представляет собой цилиндр со сквозным отверстием, ось которого перпендикулярна оси цилиндра. Диаметр отверстия совпадает с диаметром воздухо- или газопровода. Цилиндрический прерыватель размещен в подшипниковой обойме и жестко (неподвижно) посажен на вал электродвигателя.

Применение пульсатора требует определение его характеристик, в частности, характер изменения проходного сечения пульсатора при вращении цилиндрического прерывателя и значение коэффициентов сопротивления пульсатора.

Пропускная способность пульсатора определялась тахометром со светолучевым первичным преобразователем, принципиальная схема которого приведена на рис. 6.

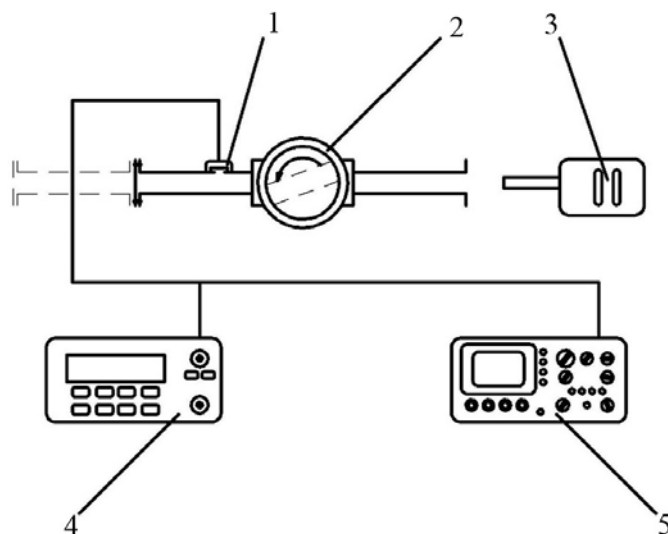


Рис. 6. Схема тахометра со светолучевым преобразователем
1 – фотодатчик; 2 – пульсатор; 3 – источник света; 4 – частотомер;
5 – осциллограф (С8-14).

На неподвижной части электродвигателя пульсатора установлен транспортер, по которому фиксировался угол поворота пульсатора с помощью указательной стрелки, закрепленной на роторе электродвигателя.

Цилиндрический прерыватель в процессе измерений дискретно проворачивали по часовой стрелке от 0 до 180° и фиксировали площадь проходного сечения с шагом 10°.

При изменении площади проходного сечения пульсатора изменялась электропроводность слоя фотоэлемента в зависимости от его освещенности. Изменение сигнала фотоэлемента снималось с градуированной шкалы экрана осциллографа С8-14. При резком изменении сигнала фотоэлемента (в момент открытия или закрытия проходного сечения пульсатора) для соответствующих углов поворота выполнены измерения сигнала с интервалом в 1°.

Результаты измерений представлены на рис. 7 в виде изменения относительного проходного сечения пульсатора $F/F_{\max}$ в зависимости от угла поворота (здесь F – площадь проходного сечения при определенном угле поворота φ , а $F_{\max}$ – максимальная площадь проходного сечения).

При определении относительного проходного сечения выполнено две серии измерений. Вторая серия измерений отличалась от первой тем, что за пульсатором в направлении светового потока установлена дополнительный участок трассы длиной 210 мм (около 2,3 калибра трубы) для подтверждения адекватности показаний тахометра независимо от длины последующего за пульсатором участка.

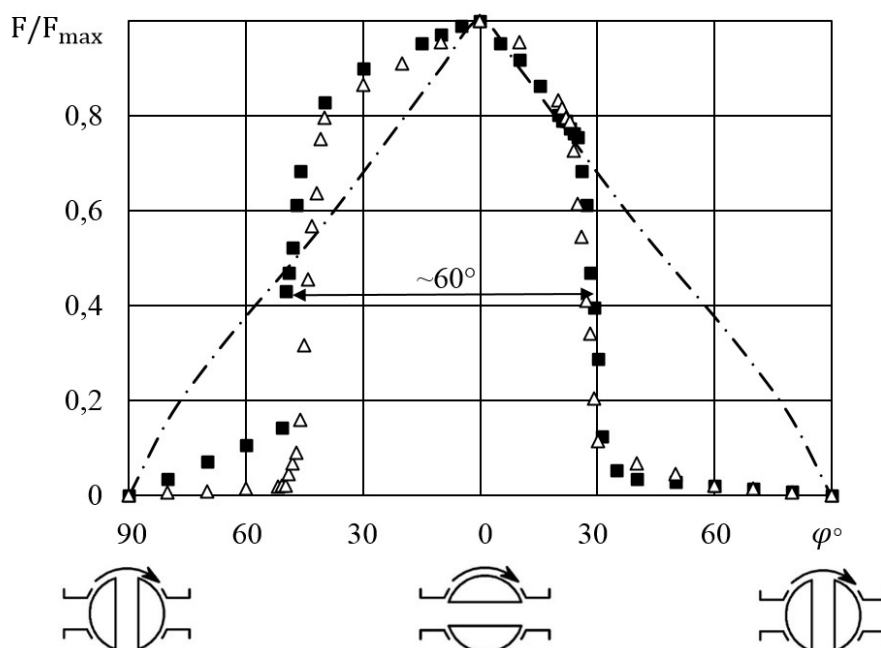


Рис. 7. Изменение относительного проходного сечения пульсатора в зависимости от угла поворота:
 ■ – первая серия измерений; Δ – вторая серия измерений;
 --- – расчетные значения.

На рис. 8 для сравнения с результатами измерений представлена расчетная кривая, полученная по формуле для пробкового крана, приведенной в работе [14]:

$$F = 2 \cdot \left\{ r^2 \cdot \arcsin \sqrt{\frac{x}{r}} \cdot \left(2 - \frac{x}{r} \right) - (r - x) \cdot \sqrt{x \cdot (2 \cdot r - x)} \right\}, \quad (24)$$

где r – радиус сквозного отверстия цилиндрического прерывателя пульсатора; x – радиус сквозного канала (в виде эллипса при перекрытии проходного сечения), который определяется по формуле:

$$x = \frac{1}{2} \cdot D \cdot \sin \frac{\Delta\varphi - \varphi}{2}. \quad (25)$$

Здесь D – диаметр трубопровода; $\Delta\varphi = 2 \cdot \arcsin \frac{2 \cdot r}{D}$ – угловая величина дуги сектора при перекрытии проходного сечения; φ – угол поворота цилиндрического прерывателя.

Расчет выполнен для цилиндрического прерывателя диаметром 90 мм со сквозным отверстием диаметром 63 мм при изменении угла поворота в диапазоне $0 \div 180^\circ$ с шагом поворота 10° . Внутренний диаметр трубопровода 104 мм.

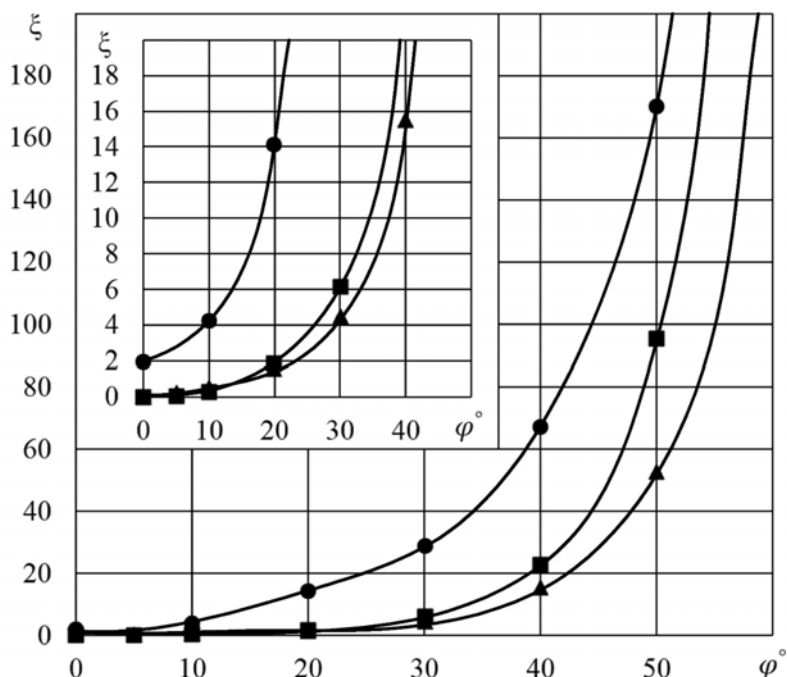


Рис. 8. Изменение коэффициента сопротивления пульсатора в зависимости от угла поворота: ● – усреднённые экспериментальные значения; ■ – по данным работы [14]; ▲ – по данным работы [15]

Данные, представленные на рис. 7, показывают расхождение расчётных и измеренных величин, что обусловлено отражением света внутри отверстия прерывателя и влиянием конструкции прерывателя на освещенность фотоэлемента.

Оценка работы пульсатора по изменению проходного сечения в процессе поворота показывает возможность прерывания потока газа или воздуха и, соответственно, возможность использования пульсатора, представленной конструкции, для создания пульсаций газа или воздуха при сжигании топлива.

Достаточное проходное сечение пульсатора обеспечивается в диапазоне угла поворота около 60° относительно полного раскрытия сечения пульсатора (см. рисунок 7). В этом интервале выполнено экспериментальное определение коэффициента местного сопротивления, обусловленного пульсатором при установке его на трассе газо- или воздухопровода.

В основу вычисления коэффициента местного сопротивления ξ по результатам измерений положена формула Вейсбаха, которая для потери давления на пульсаторе ΔP имеет вид:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v}{2}, \text{ Па.} \quad (26)$$

где ρ – плотность газа, $\text{кг} / \text{м}^3$; v – скорость газа, проходящего через пульсатор, $\text{м} / \text{с}$.

Из выражения (26) коэффициент местного сопротивления определяется по формуле:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho \cdot v^2}. \quad (27)$$

Потери давления на пульсаторе определялись разностью давлений до и после пульсатора, измеренной водяным U-образными манометром. Расход воздуха измеряли расходмерной тарированной трубкой Вентури. Измерения выполнены в статическом положении пульсатора.

Результаты экспериментального определения коэффициента сопротивления представлены на рисунке 8. Здесь же для сравнения в соответствии с данными работ [14, 15] приведены изменения коэффициента сопротивления для аналогичного по конструкции с пульсатором пробкового крана.

Характер изменения экспериментальных значений коэффициента сопротивления соответствует данным, приведенным в работе [14, 15]. Расхождение значений объясняется природой потоков. Экспериментальные значения получены для газа, то есть сжимаемого потока, а данные работ [14, 15] для несжимаемой жидкости.

Данные, полученные о характеристике пульсатора, следует использовать для расчета газозоудшной трассы при разработке системы пульсационно-резонансного сжигания топлива.

Выводы

1. Интерес к пульсациям обусловлен их позитивным влиянием на характеристики технологических и энергетических процессов. Применение пульсаций в большинстве случаев начинается с воздействия на процесс горения топлива путем возбуждения колебаний участвующих в горении потоков газа и воздуха.

2. Наиболее эффективное проявление пульсаций следует ожидать в резонансных режимах, то есть, когда частота вынужденных колебаний, обуславливающих пульсации, совпадает с собственной частотой колебаний в рабочем объеме топки, печи или технологического агрегата.

3. Разработана методика акустического анализа рабочего объема печи с целью определения диапазона частот вынужденных колебаний, в котором следует ожидать технологический резонанс. Экспериментально полученная амплитудно-частотная характеристика показала,

что в рабочем объеме печи проявляется несколько возможных диапазонов резонансных частот.

4. Резонансные частоты в объеме печи получены также вычислением на основе решения волнового уравнения Гельмгольца. Расхождение расчетных и экспериментальных значений частот составило в пределах $0,6 \div 5,9 \%$, то есть в допустимых пределах по условию точности такого типа расчетов, что позволяет использовать резонатор Гельмгольца с определенной условностью для прогнозирования собственной частоты рабочего объема топки, печи или технологического агрегата.

5. Анализ устройств для возбуждения пульсаций позволил выделить для создания пульсационно-резонансного режима сжигания топлива механические вращающиеся пульсаторы, которые путем изменения частоты вращения регулируют частоту пульсаций и, соответственно, обеспечивают настройку пульсатора на резонансные частоты.

6. Оценка работы пульсатора по изменению проходного сечения в процессе поворота показывает возможность использования пульсатора приведенной конструкции, для создания пульсаций газа или воздуха при сжигании топлива. Достаточное проходное сечение пульсатора обеспечивается в диапазоне угла поворота около 60° относительно полного раскрытия пульсатора. В этом интервале выполнено экспериментальное определение коэффициента местного сопротивления, обусловленного установкой пульсатора. Сведения, полученные о характеристике пульсатора, можно использовать для расчета газозадушной трассы при разработке системы пульсационно-резонансного сжигания топлива.

7. Разработанная методика для определения резонансных частот и предложенная конструкция пульсатора создают предпосылки для разработки систем пульсационно-резонансного режима сжигания топлива в энергетических и технологических агрегатах.

Список литературы

1. Явойский В.И. Применение пульсирующего дутья при производстве стали / В. И. Явойский, А. В. Явойский, А. М. Сизов. – М. : Металлургия, 1985. – 176 с.
2. Аввакумов А. М. Нестационарное горение в энергетических установках / А. М. Аввакумов, И. А. Чучкалов, Я. М. Щелоков. – Л. : Недра, 1987. – 159 с.
3. Ревун М. П. Система импульсного отопления камерных нагревательных печей / М.П. Ревун, Ф.Ф. Франк, Б.Г. Высотин. – Сталь, 1984. – №9. – С. 84–87.
4. Торопов Е. В Колебательные процессы в камере горения до-

менных воздухонагревателей / Е.В. Торопов, В.Ю. Шашкин // Журнал Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия : Metallurgy. – 2010. – Вып. № 34 (210). – С. 22–26.

5. Северденко В. П. Применение ультразвука в промышленности / В. П. Северденко, В. В. Клубович. – Минск : Наука и техника, 1967. – 264 с.

6. Зверев А. И. Детонационное напыление покрытий / А. И. Зверев, С. Ю. Шаривкер, Е. А. Астахов. – М. : Судостроение, 1979. – 232 с.

7. Галицейский Б. М. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках / Б. М. Галицейский, Ю. А. Рыжов, Е. В. Якуш. – М. : Машиностроение, 1977. – 256 с.

8. Бокун И. А. Гидродинамика и теплообмен в процессе сушки древесных отходов в пульсирующем слое / И. А. Бокун // Журнал Научные труды Дальрыбвтуза, 2012. – Вып. № 25. – С. 14–20.

9. Павлов Г. И. Применение камер пульсирующего горения в технологии обезвоживания водонефтяных эмульсий / Г. И. Павлов, С. М. Кириченко, М. И. Фарахов, С. Ю. Гармонов, А. Ю. Козилов // Журнал вестник Казанского технологического университета, 2007. – Вып. № 1. – С. 50–55.

10. Северянин В. С. Водогрейный котел с пульсирующим горением / В. С. Северянин // Промышленная энергетика, 1983. – № 11. – С. 46–47.

11. Лепендин Л.Ф. Акустика / Л.Ф. Лепендин. – М. :– Высшая школа, 1978. – 448 с.

12. Кошляков Н. С. Уравнения в частных производных математической физики / Н. С. Кошляков, Э. Б. Глинер, М. М. Смирнов. – М. : Высшая школа, 1970. – 710 с.

13. Мовчанюк А. В. Особенности возникновения кавитации в технологическом объеме ультразвукового трубчатого кавитатора с радиальной формой колебаний / А. В. Мовчанюк, А. Ф. Луговской, И. А. Гришко // Наукові праці ДонНТУ. Серія: "Гірниче-електромеханічна", 2010. – Вып. 20(176). –С. 75–84.

14. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с.

15. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, П.Г. Киселев. – М. :Стройиздат, 1975. – 323 с.

Рукопись поступила 07.04.2015 г.

УДК 669.046.532

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

Ступак М.Ю. — аспирант, НМетАУ

Перцевой В.А. — к.т.н., доцент, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна

Мацукевич М.Ю. — студент, НМетАУ

РАЗРАБОТКА СПОСОБА ПУЛЬСАЦИОННО-РЕЗОНАНСНОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА ДЛЯ СУШКИ И РАЗОГРЕВА СТАЛЕРАЗЛИВОЧНЫХ КОВШЕЙ

Приведен обзор существующих способов тепловой подготовки сталеразливочных ковшей. Разработана методика акустического анализа рабочего объема ковша с целью определения резонансных частот пульсаций. Изложены принципы пульсационно-резонансного сжигания топлива и результаты опытно-промышленных исследований на посту сушки сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: пульсация; резонанс; сжигание топлива; сушка; сталеразливочный ковш.

Введение

В черной металлургии помимо основных металлургических производств значительными потребителями топлива являются также ряд вспомогательных участков. В числе таких потребителей заметно выделяется подготовка сталеразливочных ковшей, а именно, процессы сушки и разогрева футеровки ковшей. Зачастую эти процессы используют в большом количестве дефицитный и дорогостоящий природный газ.

На кафедре промышленной теплоэнергетики НМетАУ для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей разработан пульсационно-резонансный режим сжигания топлива [1], применение которого создает предпосылки для существенной экономии топлива.

Постановка задачи исследования

В задачу данных исследований входили:

- обзор и анализ существующих способов тепловой подготовки сталеразливочных ковшей;
- разработка методики акустического анализа рабочего объема ковша с целью определения резонансных частот;

- разработка стенда для сушки сталеразливочных ковшей с пульсационно-резонансным сжиганием топлива;
- оценка эффективности пульсационно-резонансного сжигания топлива по результатам опытно-промышленных испытаний.

Способы подготовки сталеразливочных ковшей

Возможно применение ряда способов и устройств для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей (см. рисунок 1).



Рис. 1. Способы и устройства для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей

Свыше 80 % процессов сушки и разогрева сталеразливочных ковшей осуществляется продуктами сгорания топлива. Для устранения термических дефектов футеровки ковшей и повышения эффективности использования теплоты топлива помимо стационарной по-

дачи топлива применяют дифференцированную подачу, подачу топлива с перемещением факела, пульсацию и прочее.

Тем не менее, сушка и разогрев продуктами сгорания имеет ряд недостатков:

- низкий коэффициент использования теплоты топлива (до 30 %);
- загрязнение рабочих мест и окружающей среды вредными компонентами продуктов сгорания (оксидами серы, азота, углерода);
- возникновение термических дефектов футеровки ковшей.

Для устранения термических дефектов футеровки предлагается [2] применять "мягкий" режим сушки и разогрева ковшей с регулируемой подачей топлива. При сушке температура внешней поверхности футеровки в этом случае, в отличие от "жесткого" режима, не превышает температуры испарения влаги, что способствует уменьшению термических дефектов футеровки.

Введение дополнительных конструктивных элементов (вставок) в рабочее пространство ковшей приводит к интенсификации теплообмена между потоком продуктов сгорания топлива и футеровкой, что повышает коэффициент использования теплоты топлива [3]. Недостатком такого способа является усложнение конструкции устройств для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей.

Известен также ряд других конструктивных и технологических решений, направленных на усовершенствование процессов сушки и разогрева сталеразливочных ковшей с применением топлива [4 – 6].

В работе [4] предлагается использование циклических режимов для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей. Применение циклических режимов повышает коэффициент использования теплоты топлива и снижает вероятность возникновения локального перегрева футеровки. Недостатком циклических режимов является невозможность сокращения продолжительности процессов сушки и разогрева.

Известен способ комбинированного режима подачи теплоты в рабочее пространство ковша, который заключается в чередовании подачи продуктов сгорания топлива и нагретого воздуха [5]. Такой способ подачи теплоты позволяет исключить пережег футеровки, однако требует значительных расходов топлива.

В процессах сушки и разогрева ковшей согласно способу, предложенному в работе [6], применяются рекуперативные и регенеративные горелки, позволяющие снизить расход топлива благодаря подогреву топлива и воздуха продуктами сгорания. При этом не обеспечиваются равномерный прогрев футеровки и сокращение продолжительности сушки и разогрева.

Альтернативу продуктам сгорания топлива находят в электронагревательных элементах [7], в СВЧ-излучении [8], в инфракрасном излучении [9] и применением вакуума [10].

Широкое применение электронагревательных элементов, которые повышают тепловой к.п.д. процессов сушки и разогрева до 50%, сдерживает незначительный срок службы электронагревательных элементов и сложная технология их изготовления.

Сушка и разогрев футеровки ковшей с помощью СВЧ-излучения обеспечивает равномерный прогрев всего объема футеровки, что устраняет возникновение в ней термических дефектов и повышает к.п.д. процессов до 60%. При этом недостатком способа является существенное снижение к.п.д. процесса сушки по мере удаления влаги из футеровки, поскольку основным компонентом, который поглощает микроволновое излучение, является вода. При использовании СВЧ-излучений, необходима чрезвычайная организация защиты обслуживающего персонала от воздействия микроволнового излучения.

В работе [10] приводятся результаты экспериментальных исследований по использованию вакуума в процессах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей. Продолжительность процессов и, соответственно, расходы топлива уменьшаются на 30 %. К значительному недостатку способа следует отнести снижение твердости футеровки, что ухудшает ее качество.

В целом перечисленные альтернативные технологии существенно усложняют процессы сушки и разогрева по сравнению с традиционными процессами с использованием топлива и в ряде случаев требуют применение нестандартного дорогостоящего оборудования. При этом альтернативные решения являются энергозатратными технологиями. Удельный расход условного топлива (на сушку 1 т футеровки) может составить: электронагревательными элементами – 60 – 70 кг, СВЧ-излучением – около 50 кг, применением вакуума – до 50 кг.

Следует также учитывать, что на практике выбор вариантов технических решений для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей ограничен жесткими технологическими условиями (температурой, продолжительностью и проч.) и зависимостью подготовки ковшей от организации работы сталеплавильных агрегатов.

Акустический анализ рабочего объёма ковша и резонансные частоты

Согласно технологическим инструкциям сушка и разогрев сталеразливочных ковшей представляются достаточно энергоёмкими операциями [11]. Затраты природного газа при сушке ковшей составляют $2580 \div 3460 \text{ м}^3$ на один 160-тонный ковш, а при разогреве из расчета

расхода газа $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ – не менее $200 – 600 \text{ м}^3$ в зависимости от состояния футеровки ковша. При увеличении емкости ковшей расходы природного газа на сушку и разогрев соответственно возрастают.

Для снижения расходов природного газа целесообразно применение пульсационно-резонансных режимов сжигания топлива, от внедрения которых следует ожидать:

- интенсификацию теплообмена между продуктами сгорания и футеровкой ковша за счет резких изменений скоростей продуктов сгорания в процессе пульсации и разрушения пограничного слоя на поверхности футеровки;
- повышение эффективности использования топлива вследствие снижения недожога;
- улучшение использования рабочего объема ковша за счет исключения застойных зон, то есть зон недостаточного омываемых продуктами сгорания.

В итоге, пульсационно-резонансный способ сжигания топлива позволит сократить продолжительность процессов сушки и разогрева сталеразливочных ковшей и снизить расходы топлива

Для разработки пульсационно-резонансных режимов сжигания топлива представляют интерес частоты собственных колебаний рабочего объема ковша, то есть частоты, при которых следует ожидать технологический резонанс. Геометрические размеры и технические характеристики необходимые для расчета приведены в [12]. Обозначение геометрических характеристик для расчета частот собственных колебаний рабочего объема сталеразливочного ковша показано на рис. 2.

Для расчета частот собственных колебаний в рабочем объеме ковша колебательную систему, включающую объем ковша, полость крышки и щель, образующуюся в зазоре между верхним срезом ковша и крышкой, можно представить как резонатор Гельмгольца. При этом циклическая частота колебаний определяется выражением [13]:

$$\omega_k = v_3 \cdot \sqrt{\frac{F_{щ}}{V_a \cdot l_{щ}}}, \quad (1)$$

где v_3 – скорость распространения звука в ковше; $F_{щ}$ – площадь кольцевой щели между срезом ковша и крышкой; V_a – акустический объем сталеразливочного ковша и крышки; $l_{щ}$ – длина щели между крышкой и срезом ковша.

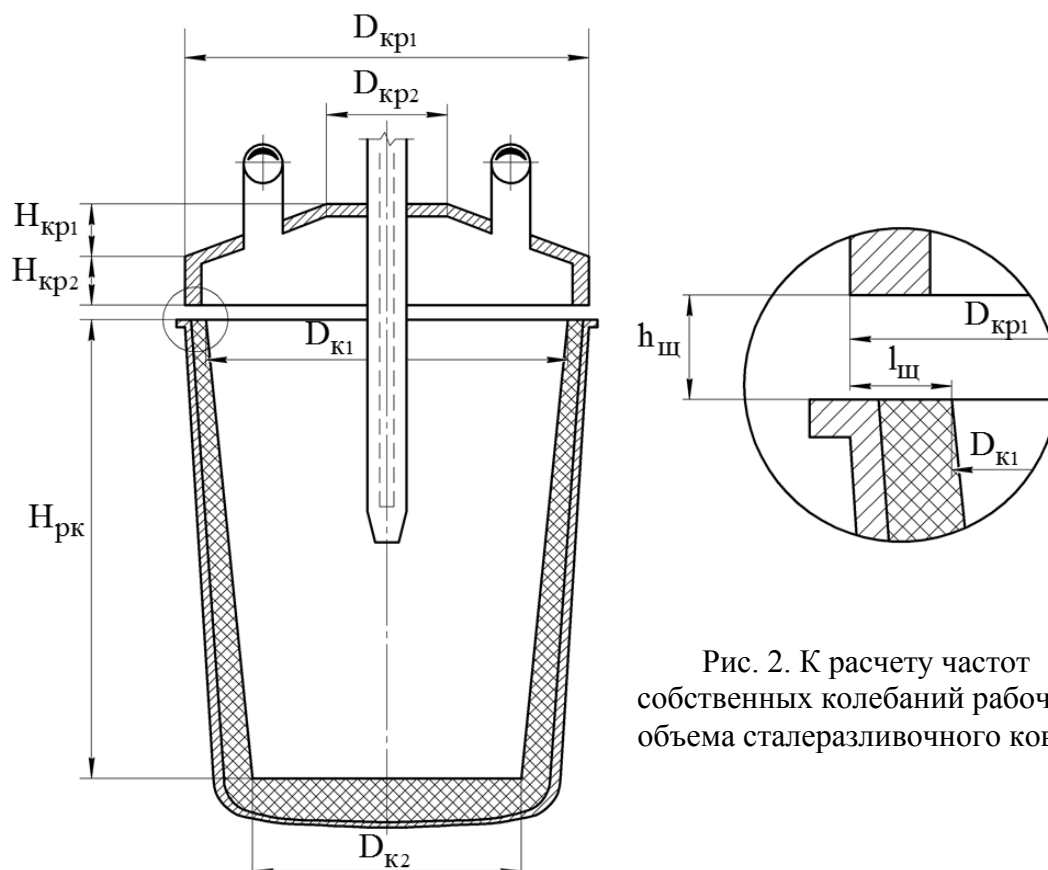


Рис. 2. К расчету частот собственных колебаний рабочего объема сталеразливочного ковша

Скорость распространения звука определяется в соответствии со средней температурой продуктов сгорания $\bar{T}_{\text{пс}}$ в ковше [14]:

$$v_3 = v_{3 \text{ ну}} \cdot \sqrt{\frac{\bar{T}_{\text{пс}}}{T_{\text{ну}}}}, \quad (2)$$

где $v_{3 \text{ ну}}$ – скорость распространения звука при нормальных условиях.

Площадь кольцевой щели $F_{\text{щ}}$ между срезом ковша и крышкой (см. рисунок 2) определяется по среднему диаметру щели $\bar{D}_{\text{щ}}$:

$$F_{\text{щ}} = \pi \cdot \bar{D}_{\text{щ}} \cdot h_{\text{щ}}; \quad (3)$$

$$\bar{D}_{\text{щ}} = (D_{\text{кр1}} + D_{\text{к1}})/2, \quad (4)$$

где $h_{\text{щ}}$ – высота щели между срезом ковша и крышкой; $D_{\text{кр1}}$ – диаметр нижней части крышки; $D_{\text{к1}}$ – диаметр верхней части рабочего объема ковша.

Акустический объем сталеразливочного ковша определяется суммой:

$$V_a = V_{\text{к}} + V_3 + V_{\text{кр}}, \quad (5)$$

где V_k – рабочий объем ковша; V_z – объем зазора между срезом ковша и крышкой; $V_{кр}$ – объем крышки.

Рабочий объем ковша определяется выражением:

$$V_k = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot H_{рк} \cdot \frac{1}{4} \cdot (D_{к1}^2 + D_{к1} \cdot D_{к2} + D_{к2}^2), \quad (6)$$

где $H_{рк}$ – высота рабочего объема ковша, м; $D_{к2}$ – диаметр нижней части рабочего объема ковша.

Объем зазора между срезом ковша и крышкой определяется выражением:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D_{кр1}^2}{4} \cdot h_{щ}. \quad (7)$$

Объем крышки определяется выражением:

$$V_{кр} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot H_{кр1} \cdot \frac{1}{4} \cdot (D_{кр1}^2 + D_{кр1} \cdot D_{кр2} + D_{кр2}^2) + \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D_{кр2}^2 \cdot H_{кр2}, \quad (8)$$

где $H_{кр1}$ – высота конической части крышки; $D_{кр2}$ – диаметр верхней части крышки; $H_{кр2}$ – высота цилиндрической части крышки.

Длина щели $l_{щ}$ между срезом ковша и крышкой в формуле (1) составит (см. рис. 2):

$$l_{щ} = (D_{кр1} - D_{к1}) / 2. \quad (10)$$

Частота собственных колебаний рабочего объема сталеразливочного ковша в соответствии с вычисленной по формуле (1) циклической частотой составит:

$$f_k = \frac{\omega_k}{2 \cdot \pi}. \quad (11)$$

На рис. 3 представлены полученные расчетным путем по формуле (1) значения собственных частот колебаний сталеразливочных ковшей стандартного ряда [15] при следующих исходных данных:

- скорость распространения звука в ковше при нормальных условия $v_{з\text{ ну}} = 330 \text{ м/с}$;
- средняя температура в ковше $\bar{T}_{пс} = 1000 \text{ К}$;
- высота щели между срезом ковша и крышкой $h_{щ} = 0,05 \div 0,15 \text{ м}$.

Высота щели принята в соответствии со сборочными чертежами стендов для сушки сталеразливочных ковшей и по результатам замеров при установке ковшей на стенды. На рис. 3 максимальные значения частот соответствует максимальной высоте щели.

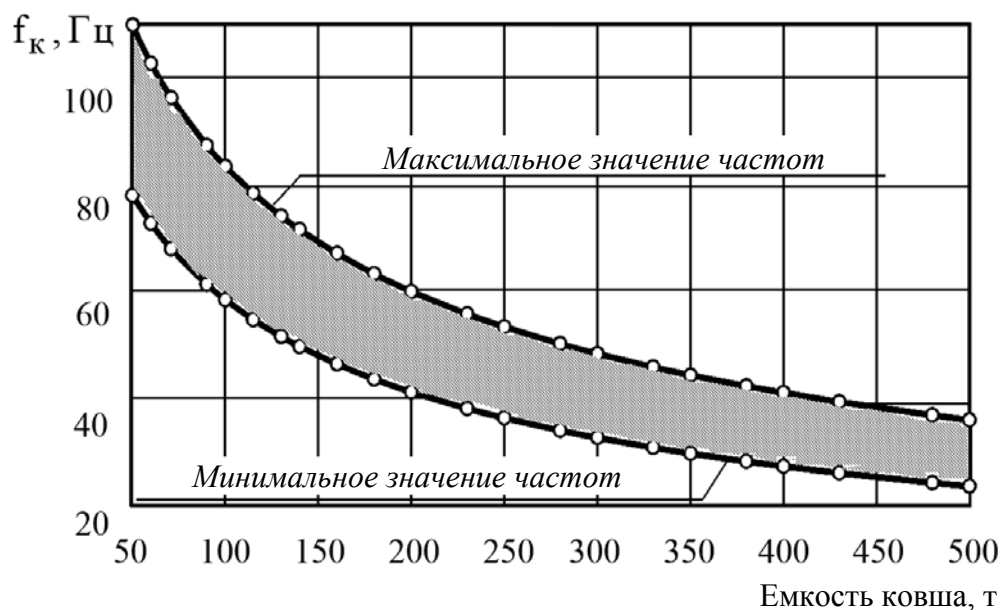


Рис. 3. Расчетные значения собственных частот колебаний сталеразливочных ковшей

В целом диапазон частот необходимый для возбуждения пульсационно-резонансного режима сжигания топлива в сталеразливочных ковшах составляет $25 \div 110$ Гц. Это позволяет использовать для создания пульсаций механический пульсатор с цилиндрическим прерывателем потока газа или воздуха, обеспечивающий возможность регулирования частоты пульсаций в указанном диапазоне.

Данные, представленные на рис. 3 следует рассматривать как приближенные значения собственных частот, так как фактические значения частот помимо акустического объема ковша и размеров щели зависят от газодинамических процессов происходящих в ковше, формы кладки и состояние износа футеровки.

Тем не менее, ориентировочные значения частот дают возможность принять конструктивные решения при выборе оборудования для пульсационно-резонансного сжигания топлива на стендах сушки и разогрева ковшей.

Принцип пульсационно-резонансного режима сжигания топлива

Стенд для пульсационно-резонансного сжигания топлива в сталеразливочных ковшах представлен на рис. 4.

Спектр частот колебаний в ковше регистрируется акустическим зондом. Сигнал от зонда передается через предусилитель в анализатор спектра, где выбирается рабочая частота собственных колебаний.

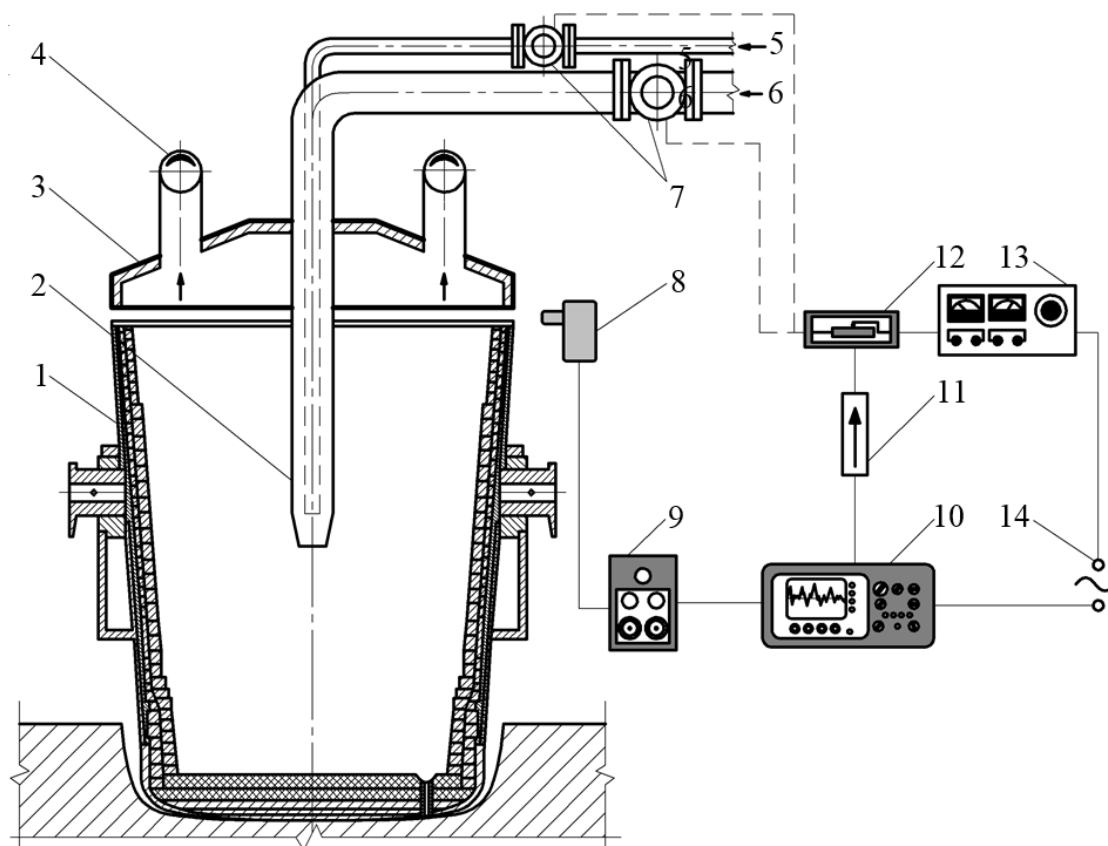


Рис. 4. Принципиальная схема стенда для сушки сталеразливочных ковшей с пульсационно-резонансным сжиганием топлива:

- 1 – ковш; 2 – горелка; 3 – крышка; 4 – газоход для отвода продуктов сгорания;
 5 – газопровод; 6 – воздухопровод; 7 – пульсационные блоки газопровода
 и воздухопровода; 8 – акустический зонд; 9 – предусилитель;
 10 – анализатор спектра; 11 – исполнительный механизм;
 12 – реостат; 13 – выпрямитель; 14 – электропитание

По величине рабочей частоты исполнительным механизмом через реостат устанавливается заданное напряжение постоянного тока в электродвигателе пульсационного блока. Это обеспечивает вращение пульсатора со скоростью соответствующую собственной частоте рабочего объема ковша.

Возможны три варианта возбуждения пульсационно-резонансного режима сжигания топлива:

- возбуждением пульсаций на газопроводе;
- возбуждением пульсаций на воздухопроводе;
- совместным возбуждением пульсаций на газопроводе и воздухопроводе.

Независимо от места возбуждения пульсаций ускоряется смешивание потоков газа и воздуха перед горением, что уменьшает длину факела и увеличивает его ширину. Это приводит к более полному заполнению факелом рабочего объема ковша и сокращению объемов

пустот в ковше, которые имеют место при обычном горении. Эффект заполнения пустот наиболее ощутим в резонансном режиме вследствие максимальных значений амплитуд пульсаций.

Таким образом, применение пульсационно-резонансного режима сжигания топлива, сохраняя традиционную технологию сушки и разогрева сталеразливочных ковшей, а также преимущества пульсационного сжигания топлива, обеспечивает:

- полноту заполнения факелом рабочего объема ковша;
- интенсификацию теплообмена за счет увеличения поверхности контакта между продуктами сгорания и футеровкой;
- интенсификацию теплообмена за счет увеличения конвективной составляющей теплоотдачи;
- равномерность термообработки футеровки ковша;
- более эффективное дожигание топлива за счет вовлечение в горение большей части рабочего объема ковша.

Результаты опытно-промышленных испытаний

Испытания пульсационно-резонансного режима сжигания топлива проводились на участке подготовки ковшей электросталеплавильного цеха № 2 Оскольского электрометаллургического комбината на посту сушки ковшей (см. табл. 1). Возбуждение пульсаций осуществлялось на газопроводе.

Таблица 1

Результаты испытаний пульсационно-резонансного сжигания топлива на посту сушки сталеразливочных ковшей

№ опыта	№ ковша	Частота пульсаций, Гц	Температура футеровки, °C	Температура кожуха, °C	Общий расход природного газа, м ³	Экономия природного газа, %
–	Н	–	900	75	2570	–
1	36	45÷55, 18÷25	>900	77	2370	7,8
2	31	18÷25	1050÷1060	78	2120	17,5
3	2	18÷25	1100	75	2450	4,7
4	5	18÷25	1050÷1120	79	2230	13,2
5	12	18÷25	1050÷1120	80	2215	13,8
6	25	18÷25	>900	87	1920	25,3
7	36	18÷25	>900	74	2140	16,7
8	30	18÷25	>900	76	2230	13,2

В целом при сушке как нормативного Н (без пульсаций), так и опытных ковшей (с пульсациями), соблюдались основные правила технологической инструкции, принятой на комбинате [11].

Сушка первого ковша (№ 36) при опытно-промышленном исследовании в течение пяти часов происходила по графику, приведенному в технологической инструкции, то есть по графику, близкому к сушке нормативного ковша. В конце пятого часа сушки было включено устройство пульсационного сжигания топлива и начался поиск резонансного режима. Частота пульсаций потока топлива при поиске резонансного режима менялась в диапазоне $15 \div 60$ Гц.

В результате обнаружен резонансный эффект в диапазоне частот $45 \div 55$ Гц. Однако работать в этом диапазоне резонансных частот не представлялось возможным вследствие резонансного возбуждения конструкций поста сушки.

В результате поиска был обнаружен второй менее интенсивный пик резонансной частоты (субгармоника) в диапазоне $18 \div 25$ Гц, который использовался в последующих опытах.

В целом результаты испытаний системы пульсационного сжигания топлива на постах сушки и разогрева сталеразливочных ковшей позволили сделать следующие выводы:

а) испытания показали достаточно высокую работоспособность пульсационного устройства в промышленных условиях и возможность обеспечения требуемых технологических условий при сушке и разогреве ковшей;

б) технологический резонанс установлен при сушке ковшей в диапазоне частот $18 \div 25$ Гц.

в) уменьшение потребления природного газа и соответственно его экономия составили $7,8 \div 25,3$ %.

Выводы

1. Преобладающие большинство процессов сушки и разогрева сталеразливочных ковшей осуществляется продуктами сгорания топлива. Альтернативные технологии существенно усложняют эти процессы и требуют применение нестандартного дорогостоящего оборудования.

2. Согласно технологическим инструкциям сушка и разогрев сталеразливочных ковшей представляются достаточно энергоёмкими операциями с большими расходами топлива. Для снижения расходов природного газа целесообразно применение пульсационно-резонансного сжигания топлива.

3. Полученные расчетным путем ориентировочные значения собственных частот колебаний сталеразливочных ковшей стандартно-

го ряда, указывают, что диапазон частот необходимый для возбуждения пульсационно-резонансного режима сжигания топлива в сталеразливочных ковшах составляет $25 \div 110$ Гц.

4. Испытания системы пульсационно-резонансного сжигания топлива на постах сушки сталеразливочных ковшей показали достаточно высокую работоспособность разработанного пульсационного устройства. Технологический рабочий резонанс при сушке ковшей установлен в диапазоне частот $18 \div 25$ Гц. Экономия природного газа составила $7,8 \div 25,3$ %.

Список литературы

1. Пат. №110873 Україна, МПК В22D 41/00. Спосіб сушіння або розігрівання футерівки металургійної ємності / Ю. О. Гічов, М. Ю. Ступак, М. М. Жовтонога, Т. А. Васильків, А. С. Попова, В. О. Перцевий; заявник та патентовласник Національна металургійна академія України; заявл. 02.07.2014; опубл. 25.02.2015. – 3 с.

2. Ибрагимов Ф. Г. Совершенствование "жесткого" режима сушки монолитной футеровки сталеразливочного ковша / Ф. Г. Ибрагимов, А. Д. Носов, Ф. Ф. Очеретнюк // Сталь. –1999. – №10. – С. 26–27.

3. Самсонов В. А. Способ сушки футеровки металлургических емкостей / В. А. Самсонов, А. А. Шараев, А. В. Марченко [и др.] // Огнеупоры. –1984. – № 2. – С. 44–47.

4. Сущенко А. В. Разработка и промышленное освоение импульсного режима отопления стендов для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей / А. В. Сущенко, О. В. Носоченко, М. Л. Хазнафиров [и др.] // Металлург. –2002. – № 9. – С. 45–47.

5. Бражникова Е. С. Сушка футеровки промежуточных ковшей при импульсном режиме подачи тепла / Е. С. Бражникова, А. Ю. Жиглявский, Ф. В. Вожжов // Сталь. –2007. – № 11. – С. 40–41.

6. Jilavu D. Performant installations for drying and heating the steel ladles / D. Jilavu, V. Rizea, A. Gaba // The Scientific bulletin of Valahia University. –2013. – № 8. – P. 39–49.

7. Бершицкий И. М. Энергосберегающие и экологически безопасные установки для электрической сушки и подогрева футеровки ковшей / И. М. Бершицкий, В. М. Тарарышкин // Сталь. – 2010. – № 2. С. 24–25.

8. Буртовой Д. П. Микроволновая сушка футеровки / Д. П. Буртовой, С. Г. Шевченко, Д. Ю. Хохуля [и др.] // Новые огнеупоры. – 2003. – № 2. – С. 53–54.

9. Горелки газовые ВЮ, ВЮА, ЗЮ: техническая информация 2011 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www>.

kromschroeder.ru/download.php?f=9ce689102a0562316eaba26c253fcbd7.

10. Яценко А. М. Разработка технологии ускоренной сушки футеровки литейных ковшей / А. М. Яценко, Ю. Ф. Михневич, В. П. Присяжнюк [и др.] // Огнеупоры. – 1990. – № 12. – С. 34–37.

11. ТИ 129-ЭС-128-91 Технологическая инструкция по футеровке, ремонту и сушке сталеразливочных ковшей: сборник технологических инструкций в 2 ч. – Старый Оскол: Оскольский электрометаллургический комбинат, 1991. – Ч. 2. – 156 с.

12. Оборудование для производства стали : Сталеразливочные ковши ПАО «АЗОВМАШ» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.azovmash.com/ru/catalog/262>

13. Лепендин Л. Ф. Акустика / Л. Ф. Лепендин. – М. :– Высшая школа, 1978. – 448 с.

14. Ларионов В. М. Автоколебания газа в установках с горением / В. М. Ларионов, Р. Г. Зарипов. – Казань : Издательство Казанского государственного технического университета, 2003. – 227 с.

15. ГОСТ 7358-78. Ковши сталеразливочные. Ряд вместимостей. – утвержден 20.09.1978, введен 01.01.1980. – М. : Издательство стандартов, 1978. – 2 с.

Рукопись поступила 06.06.2015 г.

УДК 536. 21

Горбунов А.Д. – д.т.н., профессор, Днепродзержинский государственный технический университет, ДГТУ

Уклеина С.В. – аспирант, ДГТУ

ОБ ОДНОМ СПОСОБЕ РЕШЕНИЯ НЕЛИНЕЙНЫХ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

На основе анализа конвективного нагрева (охлаждения) тел правильной геометрической формы выведено интегральное уравнение, с помощью которого можно приближенно решать задачи теплопроводности с нелинейностью в граничных условиях в регулярной стадии нагрева. С помощью полученного простого интегрального уравнения выведено аналитическое решение задачи переноса теплоты при нестационарном коэффициенте теплообмена.

Ключевые слова: конвективный нагрев (охлаждение); тела правильной геометрической формы; нелинейная задача теплопроводности; регулярная стадия нагрева; нестационарный коэффициент теплообмена.

Анализ публикаций

К настоящему времени имеется достаточно много приближенных аналитических методов решения задач теплопроводности с нелинейностью II рода [1]. В статье [2] методика расчета радиационного охлаждения тела сводится к решению интегрального уравнения, полученного из анализа задачи теплопроводности при граничных условиях II рода. В данной работе сделана попытка получения интегрального уравнения через ГУ III рода.

Постановка задачи

Математическая постановка задачи симметричного нагрева (охлаждения) тел простой геометрической формы от начальной температуры T_0 до температуры среды T_c имеет вид (см. рис. 1):

$$\frac{\partial \vartheta(X, Fo)}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial X^2} + \frac{k-1}{X} \frac{\partial \vartheta}{\partial X}, \quad (1)$$

$$\vartheta(X, 0) = \vartheta_0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \vartheta(0, Fo)}{\partial X} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial \vartheta(1, Fo)}{\partial X} = Q(\vartheta_n(Fo), Fo), \quad (4)$$

где $\vartheta = (T(x, \tau) - T_c) / \Delta T_0$;
 $\Delta T_0 = (T_0 - T_c)$ – максимально
 возможный перепад темпера-
 тур, °C; $\vartheta_n(Fo) = \vartheta(1, Fo)$ –
 относительная температура на
 поверхности; $X = x/R_0$; R_0 –
 характерный размер тела, м;
 $Fo = \alpha\tau/R_0^2$ – число Фурье;
 $Bi = \alpha R_0/\lambda$ – число Био;
 k – фактор геометрической
 формы, равный 1, 2, 3 соот-
 ветственно для пластины,
 цилиндра и шара.

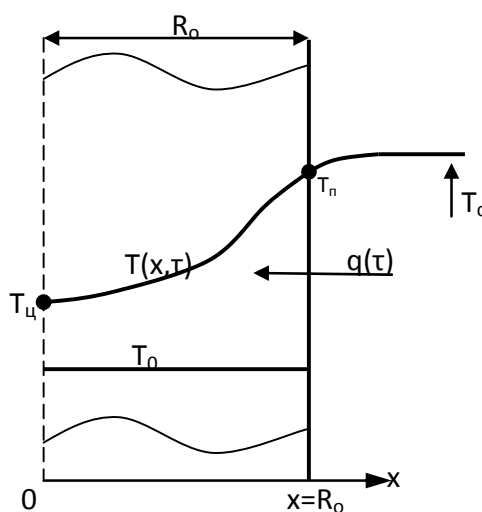


Рис. 1. К постановке задачи теплопроводности

Здесь тепловой поток записан в общем виде. В случае постоянной температуры среды и коэффициента теплоотдачи:

$$Q = Bi \cdot \vartheta_n(Fo). \quad (5)$$

Решение задачи

Решая систему уравнений (1)...(4) с учетом теплового потока (5) и $\vartheta_0 = 1$ методом разделения переменных, в [3] было получено:

Температура в любой точке тела:

$$\vartheta(X, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n \cdot U_n(X) e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (6)$$

в центре при $X = 0$

$$\vartheta_{ц}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}, \quad (7)$$

на поверхности при $X = 1$

$$\vartheta_{п}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo} \quad (8)$$

и среднемассовая

$$\vartheta_{ср}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} B_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}. \quad (9)$$

Иногда требуется знать температурную разность:

$$\Delta\mathcal{G}(\text{Fo}) = \mathcal{G}_{\text{п}}(\text{Fo}) - \mathcal{G}_{\text{ц}}(\text{Fo}) = \sum_{n=1}^{\infty} E_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot \text{Fo}}, \quad (10)$$

где $P_n = \frac{2\text{Bi}}{\text{Bi}(\text{Bi}+2-k) + \mu_n^2}$, $A_n = P_n \cdot H_k$, $E_n = P_n - A_n \equiv P_n(1 - H_k)$,
 $B_n = P_n \cdot m^T$ – тепловые амплитуды; $m^T = k \cdot \text{Bi} / \mu_n^2$ – точное значение коэффициента термической массивности тела; координатная функция $U_n(X) = \frac{\cos(\mu_n X)}{\cos \mu_n}$ – для пластины, $\frac{J_0(\mu_n X)}{J_0(\mu_n)}$ – цилиндра и $\frac{\sin(\mu_n X)}{(\mu_n X)} \cdot \frac{\mu_n}{\sin \mu_n}$ – для шара; $H_k = U_n(0)$; $k = 1, 2, 3$; J_0, J_1 – функции Бесселя первого рода; μ_n – корни соответствующего характеристического уравнения, например, для пластины:

$$\text{ctg} \mu_n = \mu_n / \text{Bi}. \quad (11)$$

Наибольшую и основную трудность при практических расчетах по уравнениям (6)...(11) представляет определение бесчисленного множества корней μ_n характеристического уравнения (11) и др. В работе [4] предложена общая для всех трех тел формула при $\text{Bi} < 10$:

$$\mu_1 = \sqrt{D/\gamma} \quad (12)$$

и когда $\text{Bi} \geq 10$:

$$\mu_n = a_n(1 - \beta), \quad (13)$$

где $D = k \cdot \text{Bi} / m$; $m = (1 + g\text{Bi})$ – коэффициент термической массивности тела (КТМТ); $\gamma = (1 + \sqrt{1 + 4\rho}) / 2$, $\rho = D^2 / [k(k+2)^2(k+4)]$, $\beta = 1 / \text{Bi}$, $g = 1 / (k+2)$, a_n – корни (11) при $\text{Bi} = \infty$.

Следуя Э.М. Гольдфарбу [3], зададимся полем температур в виде $\mathcal{G}(X, \text{Fo}) = \mathcal{G}_n(\text{Fo}) - \Delta\mathcal{G}(\text{Fo}) \cdot V(X)$. (14)

Здесь $V(X)$ – функция распределения температур от центра тела $X=0$ до поверхности при $X=1$. Преимуществом введения этой функции является то, что она характеризует распределение температур по сечению тела для любого момента времени в стадии регулярного режима нагрева (РРН) и, таким образом, не зависит от времени. Для доказательства этого положения воспользуемся уравнениями (8), (10) и сравним с формулой (6) в стадии РРН, когда при времени $\text{Fo} = \text{Fo}_2 \geq 0,3$ можно воспользоваться одним первым членом ряда. В итоге будем иметь:

$$V(X) = \frac{U(X) - 1}{H_k - 1} = \text{const}. \quad (15)$$

В случае умеренных чисел Био, после разложения в ряд при малых аргументах тригонометрических и функций Бесселя, из (15) получим для всех трех тел одну формулу:

$$V(X) = 1 - X^2. \quad (16)$$

При больших числах Био распределение

$$V(X) = U(X)/U(0), \quad (17)$$

равное $\cos z$, $J_0(z)$ и $\sin z/z$ – для пластины, цилиндра и шара соответственно, где $z = \mu \cdot X$.

На рисунке 2 приведена зависимость функции распределения $V(X)$, рассчитанная по формулам (16), (17) и $V = 1 - X$.

Из рисунка 2 следует, что, во-первых: все многообразие функций распределения лежит в узком диапазоне между прямой $V = 1 - X$ и параболой $1 - X^2$, т.е. $(1 - X) < V(X) < (1 - X^2)$. И во-вторых: рост числа Био уменьшает $V(X)$.

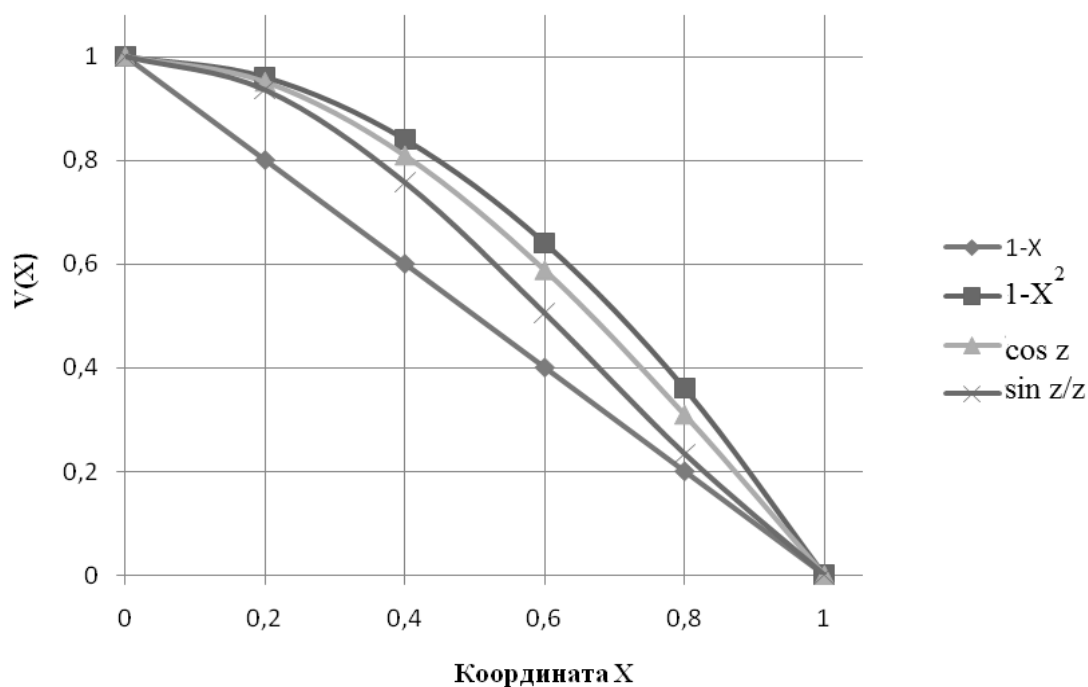


Рис. 2. Зависимость функции распределения от координаты и формы тела

С помощью коэффициента усреднения теплового потока по сечению тела K_2 уравнению (14) можно придать другой вид:

$$\vartheta(X, Fo) = \vartheta_n(Fo) + Q(Fo) \cdot V(X) / K_2, \quad (18)$$

где $K_2 = Q/|\Delta\vartheta|$. В квазистационарной стадии нагрева или РРН этот коэффициент выходит на постоянную величину:

$$K_2 = Bi/h, \quad (19)$$

где $h = (H_k - 1)$.

Подробности расчета K_2 смотри в работах [3] и др. При малых числах Био $H_k \approx 1 + \text{Bi}/2$ и $K_2 = 2$.

Интересно отметить, что если принять в (18) параболическое распределение температур (16), коэффициент $K_2 = 2$, взять первую $\partial \vartheta / \partial X$, вторую производную по координате и подставить в дифференциальное уравнение теплопроводности (1), получим:

$$\partial \vartheta = -kQ(\text{Fo}) \cdot \partial \text{Fo}. \quad (20)$$

Если в последнем уравнении под ϑ понимать среднемассовую температуру $\vartheta_{\text{ср}}$, то формула (20) примет вид: $d\vartheta_{\text{ср}} = -kQ(\text{Fo}) \cdot d\text{Fo}$, интегрируя которую, получим:

$$\vartheta_{\text{ср}}(\text{Fo}) = \vartheta_{\text{ср},0} \pm k \int_0^{\text{Fo}} Q(\eta) \cdot d\eta, \quad (21)$$

где $\vartheta_{\text{ср},0}$ – среднемассовая температура в начальный момент времени; знак «+» относится к нагреву тела, а «-» – к охлаждению.

С другой стороны, формулу (21) можно получить другим способом с использованием известного соотношения [3]:

$$\vartheta_{\text{ср}} = k \int_0^1 \vartheta(X) \cdot X^{k-1} \cdot dX. \quad (22)$$

Подставляя поле температур (18) в уравнение (22), получим:

$$\vartheta_{\text{ср}}(\text{Fo}) = \vartheta_n(\text{Fo}) + \tilde{g} \cdot Q(\text{Fo}), \quad (23)$$

где $\tilde{g} = V_{\text{ср}}/K_2$; $V_{\text{ср}} = k \int_0^1 V(X) \cdot X^{k-1} dX$ – среднее значение функции

распределения, найти которое можно следующим образом. Подставим соотношение (18) в уравнение (22), температуру поверхности в стадии РРН из (8), $\vartheta_{\text{ср}}$ – из (9), Q – из (5) и получим:

$$\tilde{g} = (m^T - 1)/\text{Bi}. \quad (24)$$

Среднее значение функции распределения найдем из последнего уравнения с учетом выражения для K_2 из (19):

$$V_{\text{ср}} = \tilde{g} \cdot K_2 = (m^T - 1)/h. \quad (25)$$

При малых числах Био $\tilde{g} = g$ и $V_{\text{ср}} = 2g$, а при больших $\tilde{g}_{\infty} = k/a_1^2$ и $V_{\text{ср},\infty} = B_{\infty}/A_{\infty}$, где a_1 , A_{∞} , B_{∞} – первый корень и амплитуды при $\text{Bi} = \infty$.

Теперь данных достаточно, чтобы записать интегральное, в случае зависимости теплового потока от температуры на поверхности, уравнение в виде (23) с учетом (21):

$$\vartheta_n(\text{Fo}) = \vartheta_{\text{cp},0} \pm k \int_0^{\text{Fo}} Q(\eta) \cdot d\eta \pm \tilde{g} \cdot Q(\text{Fo}). \quad (26)$$

Полученное соотношение можно назвать уравнением связи между тепловым потоком, среднemasсовой и поверхностной температурами в квазистационарной стадии нагрева (охлаждения) тел правильной геометрической формы.

Сначала проиллюстрируем решение интегрального уравнения (26) на задаче конвективного нагрева при постоянном коэффициенте теплоотдачи.

Решение при $\text{Bi} = \text{const}$. Введем коэффициент термической массивности тела $\tilde{m} = 1 + \tilde{g} \cdot \text{Bi}$. Тогда интегральное уравнение (26) с учетом начального условия (2) и теплового потока (5) примет вид:

$$\tilde{m} \cdot \vartheta_n(\text{Fo}) = \vartheta_0 - k \int_0^{\text{Fo}} Q(\eta) \cdot d\eta. \quad (27)$$

Дифференцируя последнее по времени Fo , разделяя переменные и интегрируя, получим температуру на поверхности:

$$\vartheta_n(\text{Fo}) = \vartheta_* \cdot \exp(-\tilde{\text{Fo}}) = (\vartheta_0/\tilde{m}) \cdot \exp(-\tilde{\text{Fo}}), \quad (28)$$

где ϑ_* – температура поверхности в начальный момент времени, находится из уравнения (26) при $\text{Fo} = 0$, т.е. $\vartheta_* = \vartheta_0/\tilde{m}$; ϑ_0 – точное значение температуры в начальный момент времени, здесь $\vartheta_0 = 1$.

$\tilde{\text{Fo}} = k \cdot b \cdot \text{Fo}$ – модифицированное число Фурье; $b \equiv \text{Bi}_\vartheta = \text{Bi}/\tilde{m}$ – эквивалентное число Био.

При известной температуре поверхности по уравнению (5) легко находится тепловой поток, а по (21) среднemasсовая температура:

$$\vartheta_{\text{cp}}(\text{Fo}) = \vartheta_0 - k \int_0^{\text{Fo}} \text{Bi} \cdot \vartheta_n(\eta) \cdot d\eta = \vartheta_0 \cdot \exp(-\tilde{\text{Fo}}) \equiv \tilde{m} \cdot \vartheta_n(\text{Fo}). \quad (29)$$

Температуру в центре тела определим из уравнения (18), полагая в нем $X = 0$:

$$\vartheta_{\text{ц}}(\text{Fo}) = (1 + \text{Bi}/K_2) \cdot \vartheta_n(\text{Fo}) = H_k \cdot \vartheta_n(\text{Fo}). \quad (30)$$

В последнем уравнении величина $(1 + \text{Bi}/K_2)$ обозначена как H_k по аналогии с тем, что если разделить точное решение (8) на (7) в стадии РРН, получим

$$\vartheta_{\text{ц}}(\text{Fo})/\vartheta_n(\text{Fo}) = H_k. \quad (31)$$

Для приближенного определения H_k , поступим следующим образом. Среднюю температуру можно ориентировочно считать как среднеарифметическое между температурой поверхности и центра тела $\vartheta_{\text{cp}} = (\vartheta_n + \vartheta_{\text{ц}})/2$. Тогда, согласно уравнению (29) и (31) относительная амплитуда:

$$H_k = 2\tilde{m} - 1. \quad (32)$$

Иногда приходится решать так называемую обратную задачу – определения времени нагрева Fo_n до заданной температуры поверхности $\mathcal{G}_{n,3}$, среднемассовой $\mathcal{G}_{cp,3}$ либо центра $\mathcal{G}_{ц,3}$. Тогда, логарифмируя выражения (28)...(30), получим:

$$Fo_{n,n} = s \cdot \ln \frac{1}{\tilde{m} \cdot \mathcal{G}_{n,3}}, \quad Fo_{n,cp} = s \cdot \ln \frac{1}{\mathcal{G}_{cp,3}}, \quad (33)$$

$$Fo_{ц,3} = s \cdot \ln \frac{H_k}{\tilde{m} \cdot \mathcal{G}_{ц,3}}, \quad (34)$$

где $s = \tilde{m}/(k \cdot Bi)$. В работе [5] показано, что при заданной температуре $\mathcal{G}_3 = 0,05$ по уравнениям (32)...(34) рассчитывается время конца нагрева Fo_k , а при $\mathcal{G}_{ц,3} = 1 - \varepsilon_n = 0,95$ из (34) вытекает время инерционного периода:

$$Fo_1 = s \cdot \ln \left(\frac{H_k}{0,95\tilde{m}} \right). \quad (35)$$

Здесь $\varepsilon_n = 5\% = 0,05$ – можно трактовать как степень прогрева центра тела.

Температуру в центре тела на начальной стадии ($Fo < Fo_1$) согласно [5] можно считать по приближенной формуле:

$$\mathcal{G}_{ц}(Fo) \approx 1 - K_{ц} \cdot Fo^3, \quad (36)$$

где $K_{ц} = \varepsilon_n / Fo_1^3$.

Погрешность полученных решений оценим путем сопоставления с точным (7)...(9) в стадии РРН. Сначала сделаем проверку при малых числах Био, когда можно принять $K_2 = 2$ и $\tilde{g} = g = 1/(k + 2)$. Сравнивая (28) при $\mathcal{G}_0 = 1$ с точным решением (8) $\mathcal{G}_n^T = P \cdot e^{-\mu^2 \cdot Fo}$, видим, что формулы (8) и (28) идентичны, т. к. согласно [4] амплитуда $P \approx 1/m$, а квадрат корня μ^2 в точном (8) согласно приближенной формуле (12) можно заменить на $(k \cdot Bi)/m$.

Точная среднемассовая температура:

$$\mathcal{G}_{cp}^T(Fo) = B \cdot e^{-\mu^2 \cdot Fo} \equiv m^T \cdot \mathcal{G}_n^T(Fo). \quad (37)$$

Амплитуда B изменяется в узких пределах $B_\infty < B \leq 1$ и близка к единице. Кроме того, сравнивая (28) с (29), можно получить $\mathcal{G}_{cp}(Fo) = m \cdot \mathcal{G}_n(Fo)$, которое при $m^T \approx m$ полностью совпадает с уравнением (37), а при $m = 1$ выражение (29) переходит в известное решение [3] для модели термически тонкого тела (ТТТ).

Наибольшая погрешность будет при больших числах Био. Для ее снижения целесообразно в формулах (27)...(29) принять $\tilde{g} = k/a_1^2 \approx 2/(k+4)$ – смотри уравнение (24) при $Bi = \infty$.

Далее решим задачу в случае нестационарного, т. е. зависящего от времени коэффициента теплоотдачи.

Решение при $Bi(Fo)$. Теперь тепловой поток в уравнении (5) станет:

$$Q(Fo) = Bi(Fo) \cdot \mathcal{G}_n(Fo). \quad (5a)$$

Дифференцируя интегральное уравнение (26) с учетом (5a) по времени, разделяя переменные и интегрируя, получим температуру поверхности:

$$\mathcal{G}_n(Fo) = \frac{\mathcal{G}_0}{m(Fo)} \cdot \exp(-\tilde{Fo}) \quad (38)$$

или в форме, удобной при решении обратной задачи:

$$\tilde{Fo} = -\ln[m(Fo) \cdot \mathcal{G}_n(Fo)/\mathcal{G}_0], \quad (39)$$

где $m(Fo) = 1 + \tilde{g} \cdot Bi(Fo)$; $\tilde{Fo} = k \int_0^{Fo} b(\eta) d\eta$ – модифицированное число Фурье; $b(Fo) = Bi(Fo)/m(Fo)$ – эквивалентное или эффективное число Био.

Для упрощения расчетов эквивалентное число Био можно представить как $b = \frac{1}{g} \left(\frac{g \cdot Bi \pm 1}{1 + g \cdot Bi} \right) = \frac{1}{g} \left(1 - \frac{1}{m} \right)$. Тогда модифицированное число Фурье станет:

$$\tilde{Fo} = \frac{k}{\tilde{g}} \left[Fo - \int_0^{Fo} \frac{d\eta}{m(\eta)} \right] \cong \frac{k \cdot Fo}{\tilde{g}} \left[1 - \frac{1}{\bar{m}(Fo)} \right], \quad (40)$$

где $\bar{m}(Fo) = 1 + \tilde{g} \cdot \bar{Bi}(Fo)$ – средний по времени коэффициент КТМТ;

$\bar{Bi}(Fo) = \frac{1}{Fo} \int_0^{Fo} Bi(x) dx$ – среднее по времени число Био.

При определенной из формулы (38) температуре поверхности, по уравнению (5a) находим тепловой поток Q , а по (21) среднемассовую температуру:

$$\mathcal{G}_{cp}(Fo) = \mathcal{G}_0 - k \int_0^{Fo} b(x) \cdot \exp(-\tilde{Fo}(x)) \cdot dx. \quad (41)$$

В случае использования среднего во времени эквивалентного числа Био $\bar{b} \approx \bar{Bi}/\bar{m}$ будет справедлива формула (29) для расчета среднемассовой температуры:

$$\mathcal{G}_{cp}(Fo) = m(Fo) \cdot \mathcal{G}_n(Fo) \equiv \exp(-\tilde{Fo}). \quad (42)$$

Температуру в центре тела определим, как и ранее, из уравнения (18) или (30):

$$\vartheta_{\text{ц}}(\text{Fo}) = H_k \vartheta_n(\text{Fo}), \quad (43)$$

где согласно уравнению (32) при больших числах Био $H_k = 2m(\text{Fo}) - 1$, либо $H_k = 1 + \text{Bi}(\text{Fo})/2$ – при малых.

Для определения времени инерционного периода Fo_1 можно использовать уравнение (35) при среднем значении числа Био

$$\bar{\text{Bi}} = \frac{1}{\text{Fo}_1} \int_0^{\text{Fo}_1} \text{Bi}(x) \cdot dx \quad \text{и среднем КТМТ} \quad \bar{m} = 1 + \tilde{g} \cdot \bar{\text{Bi}}.$$

Точность полученного решения оценим путем сравнения с результатами численного интегрирования [6] в случае экспоненциального изменения числа Био при нагреве пластины от начальной температуры $\theta_0 = 0,336$:

$$\text{Bi}(\text{Fo}) = 1,2 - e^{-\text{Fo}}. \quad (44)$$

Дадим пример расчета при времени $\text{Fo} = 0,5$. Число Био по формуле (44) $\text{Bi}(\text{Fo}) = 1,2 - e^{-0,5} = 0,594$. В начальный момент времени при $\text{Fo} = 0$: $\text{Bi}_0 = \text{Bi}(0) = 1,2 - e^0 = 0,2$. Коэффициент термической массивности при $k = 1$ в начале процесса нагрева $m_0 = 1 + \text{Bi}_0/3 = 1 + 0,2/3 = 1,067$ и текущий $m(\text{Fo}) = 1 + g \cdot \text{Bi}(\text{Fo}) = 1 + 0,594/3 = 1,198$.

Средний КТМТ $\bar{m} = (m_0 + m(\text{Fo}))/2 = (1,067 + 1,198)/2 = 1,132$. Модифицированное число Фурье по уравнению (40):

$$\tilde{\text{Fo}} = \frac{k \cdot \text{Fo}}{g} \left[1 - \frac{1}{\bar{m}(\text{Fo})} \right] = \frac{1 \cdot 0,5}{1/3} (1 - 1/1,132) = 0,175.$$

Относительная температура поверхности по формуле (38) при $\vartheta_0 = 1$ $\vartheta_n(\text{Fo}) = (1/1,198) \exp(-0,175) = 0,701$.

Так как в работе [6] под безразмерной температурой понимается отношение текущей температуры $T(x, \tau)$ к максимальной температуре окружающей среды T_c , т. е. $\theta(X, \text{Fo}) = T(x, \tau)/T_c$, то переход от относительной температуры при охлаждении ϑ к искомой температуре θ при нагреве можно осуществить по следующей формуле:

$$\theta(X, \text{Fo}) = 1 - (1 - \theta_0) \cdot \vartheta(X, \text{Fo}).$$

Окончательно, для нашего примера температура поверхности $\theta_n(\text{Fo}) = 1 - (1 - 0,336) \cdot 0,701 = 0,535$. Относительная амплитуда по уравнению (32) $H_k \approx 1 + \text{Bi}(\text{Fo})/2 = 1 + 0,594/2 = 1,297$. Температура в центре по формуле (43) $\vartheta_{\text{ц}}(0,5) = 1,297 \cdot 0,701 = 0,909$. Окончательно $\theta_{\text{ц}}(0,5) = 1 - 0,664 \cdot 0,909 = 0,397$. Время инерционного периода

по уравнению (35) при m_0 и Bi_0 .

$$Fo_1 = \frac{m_0}{k \cdot Bi_0} \cdot \ln \left(\frac{H_k}{m_0 \cdot 0,95} \right) = \frac{1,067}{1 \cdot 0,2} \ln \frac{(1 + 0,2/2)}{1,067 \cdot 0,95} = 0,44.$$

Расчет Fo_1 при m и $Bi(0,44)$ дал $Fo_1 = 0,26$ и это время практически совпало с расчетами по методу Ю. С. Постольника [7, с. 50].

Результаты расчетов при других числах Фурье приведены в таблице 1, а на рис. 3 – температурная диаграмма нагрева пластины от $\theta_0 = 0,336$ при нестационарном числе Био, изменяющимся по экспоненциальному закону (44).

В табл. 1 приведены точные значения температур поверхности и центра, полученные в [6] методом конечных разностей (МКР), а также результаты расчетов, по предлагаемой методики, т. е., по уравнениям (38), (43), в случае нагрева пластины ($k = 1$).

Из анализа кривых на рис. 3 вытекает, что погрешность определения полей температур не превышает 6 % и ее можно считать вполне приемлемой для инженерных расчетов.

Максимальные ошибки, как правило, имеют место при очень больших числах Био.

Многие исследователи, например, [2,6] и другие, получают решения, хорошо работающие при умеренных числах Био или Старка. Покажем, что разработанная методика применима, т. е. дает хорошие результаты, даже при $Bi = \infty$.

Положим в уравнениях (38) и (43) $Bi(Fo) = \infty$, $m = 1 + g \cdot Bi \approx g \cdot Bi$. Тогда из (38) вытекает, что $\mathcal{G}_n(Fo) = 0$, а уравнение (43) станет:

$$\mathcal{G}_c(Fo) = (1 + Bi/2) \cdot \mathcal{G}_n(Fo) \cong \frac{Bi}{2} \cdot \frac{1}{m} \cdot e^{-\tilde{F}o} = A_{пр} \cdot e^{-D_\infty \cdot Fo}, \quad (45)$$

где $A_{пр} = 1/(2 \cdot g) = (k + 2)/2$, $D_\infty = k/g = k(k + 2)$.

Точные значения температуры в стадии РРН $\mathcal{G}_n^T(Fo) = 0$ согласно (8) и $\mathcal{G}_c^T(Fo) = A_\infty \cdot e^{-a_1^2 \cdot Fo}$ – из уравнения (7), где A_∞ и a_1 – тепловая амплитуда и первый корень характеристического уравнения при $Bi = \infty$, например, для пластины $A_\infty = 4/\pi$ и $a_1 = \pi/2$. Для сравнения в таблице 2 приведены расчеты по точной формуле (7) и приближенной (45) для пластины ($k = 1$) при различных числах Фурье.

Из анализа данных табл. 2 вытекает, что, несмотря на большие цифры относительной погрешности, точные и приближенные значения температур центра отличаются во втором-третьем знаке после запятой и их сравнение можно считать вполне удовлетворительным.

Таблица 1

Динамика изменения во времени температур поверхности $\theta_{\text{п}}$ и центра $\theta_{\text{ц}}$ пластины, рассчитанная по различным методикам

Число Фурье Fo	$\theta_{\text{п}}$		$\theta_{\text{ц}}$	
	МКР [6]	Предлагаемая методика (38)	МКР [6]	Предлагаемая методика (43)
0	0,336	0,336	0,336	0,336
0,5	0,5257	0,5347	0,4004	0,3967
1,0	0,6777	0,7077	0,5379	0,5861
1,5	0,7693	0,8234	0,6619	0,7371
2,0	0,8473	0,8932	0,7703	0,8363
2,5	0,8834	0,9346	0,8333	0,8979
3,0	0,9210	0,9594	0,8781	0,8936
3,5	0,9465	0,9744	0,9172	0,9595
4,0	0,9640	0,9837	0,9441	0,9742

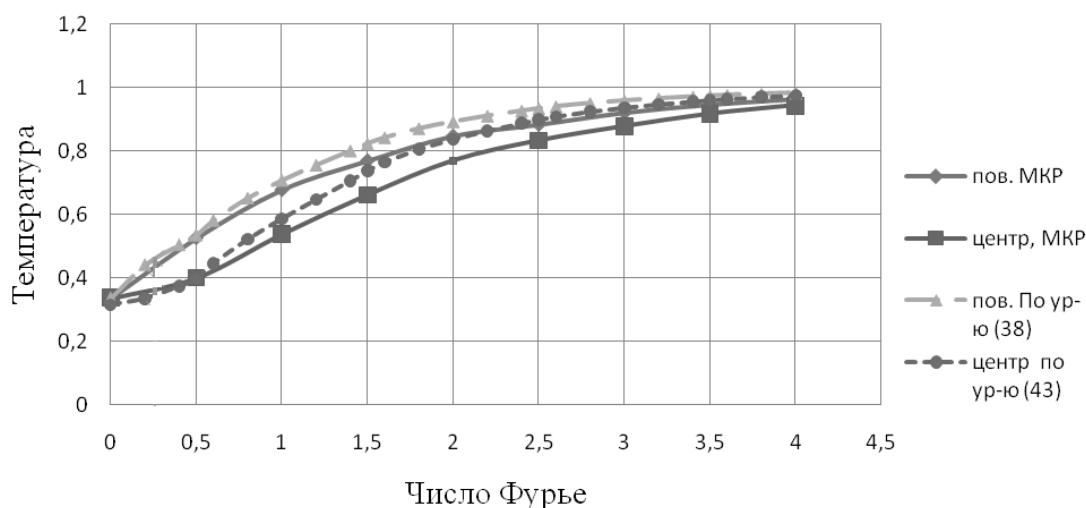
Рис. 3. Температурная диаграмма нагрева пластины при $Bi(Fo)$ по (44)

Таблица 2

Динамика изменения во времени температуры в центре пластины при $Bi = \infty$

Число Фурье Fo	$\vartheta_{\text{ц}}^T$ по (7)	$\vartheta_{\text{ц}}$ по (52)	Погрешность П, %
1/3	0,5594	0,5598	0,7
0,5	0,3710	0,3347	9,8
1	0,1080	0,0747	30,8

Интересно отметить, что при $Bi = \infty$ расчет теплового потока по формуле (5) или (5а) приводит к неопределенности типа $\infty \cdot 0$. Подставляя уравнения (38) в (5) и делая предельный переход $Bi = \infty$, получим:

$$Q_{\infty} = Q_0 \cdot e^{-D_{\infty} \cdot Fo}, \quad (46)$$

где $Q_0 = 1/g = (k + 2)$.

Точное значения теплового потока, после подстановки первого члена ряда (8) в уравнение (5):

$$Q_{\infty}^T(Fo) = 2 \cdot e^{-a_1^2 \cdot Fo}. \quad (47)$$

Как видим, идентичность формул очевидна.

Выводы

1. На основе анализа конвективного нагрева (охлаждения) тел правильной геометрической формы выведено интегральное уравнение, которое помогает приближенно решать задачи теплопроводности с нелинейностью в граничных условиях в регулярной стадии нагрева.

2. Использование полученного интегрального уравнения показано на двух простых случаях конвективного нагрева тел при постоянном и переменном числе Био.

3. Получено простое аналитическое решение задачи переноса тепла при нестационарном коэффициенте теплообмена.

4. Сопоставление с точным численным решением показало, что погрешность расчетов не превышает 6 % и ее можно считать вполне приемлемой для инженерных расчетов.

Список литературы

1. Коздоба Л. А. Методы решения нелинейных задач теплопроводности / Л. А. Коздоба. – М. : Наука, 1975. – 228 с.
2. Саломатов В. В. К расчету радиационного охлаждения твердых тел / В. В. Саломатов // ИФЖ. – 1969. – Т. 17. – № 1. – С. 127–134.
3. Гольдфарб Э. М. Теплотехника металлургических процессов / Э. М. Гольдфарб. – М. : Металлургия, 1967. – 439 с.
4. Горбунов А. Д. К аналитическому расчету термических напряжений при конвективном нагреве тел простой формы / А. Д. Горбунов // Математическое моделирование – Днепродзержинск : ДГТУ, 2012. – № 1(26). – С. 39–45.
5. Горбунов А. Д. Аналитический расчет температур и термических напряжений при граничных условиях I рода / А. Д. Горбунов, С. В. Уклеина // Математическое моделирование. – Днепродзержинск : ДГТУ, 2014. – № 2 (31). – С. 8–13.
6. Иванов В. В. К расчету температурного поля в твердых телах при переменном коэффициенте теплообмена / В. В. Иванов, В. В. Саломатов // ИФЖ. – 1965. – Т. 9. – № 1. – С. 83–85.
7. Постольник Ю. С. Приближённые методы исследования в термомеханике / Ю. С. Постольник. – К. – Донецк : Высшая школа, 1984. – 158 с.

Рукопись поступила 09.09.2015 г.

УДК 66.045

Грес Л.П. – д.т.н., профессор, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Быстров А.Е. – научный сотрудник, НМетАУ

Флейшман Ю.М. – к.т.н., старший научный сотрудник, НМетАУ

Воробьёва Л.А. – к.т.н., ассистент, НМетАУ

Иванов М.Ю. – научный сотрудник, НМетАУ°

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НАСАДКИ С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ ПРОХОДАМИ ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Создана установка для исследования газодинамических и тепловых характеристик насадки регенератора с горизонтальными проходами. Получены соотношения $\lambda_{тр} = f_1(Re)$, $lg Eu = f_2(lg Re)$, $\Delta P = f_3(V_v)$, $\lambda_{тр} = f_4(Re)$ для шероховатого сплошного канала, вертикальных каналов с двумя и тремя горизонтальными проходами, для насадочного блока с горизонтальными проходами.

Ключевые слова: воздухонагреватель; насадка; теплообмен; коэффициент газодинамического сопротивления

Стремление к повышению эффективности и надёжности работы доменных воздухонагревателей (ВН) привело к появлению новых типов насадочных изделий. К регенеративной насадке предъявляется ряд требований, одним из которых является минимум потерь энергии проходящего потока в газовый и воздушный периоды. Газодинамическое сопротивление насадки – одна из основных её теплотехнических характеристик. Используемые виды регенеративных насадок существенно отличаются между собой. При расчете потерь давления в насадке воздухонагревателя необходима величина аэродинамической характеристики насадки для выбора тягодутьевых устройств.

Изучаемое движение газа в насадке, имеющей вертикальные каналы с горизонтальными проходами, аналогично движению в ограниченном пространстве сложной формы.

Исследования газодинамических характеристик нового вида насадки проводили при помощи физического моделирования.

В физической модели были предусмотрены 3 трубы (рис. 1), имитирующие движение газов и теплообмен в гладком вертикальном ка-

нале насадочного изделия (без горизонтальных проходов), в вертикальном канале с двумя горизонтальными проходами, в вертикальном канале с тремя горизонтальными проходами.

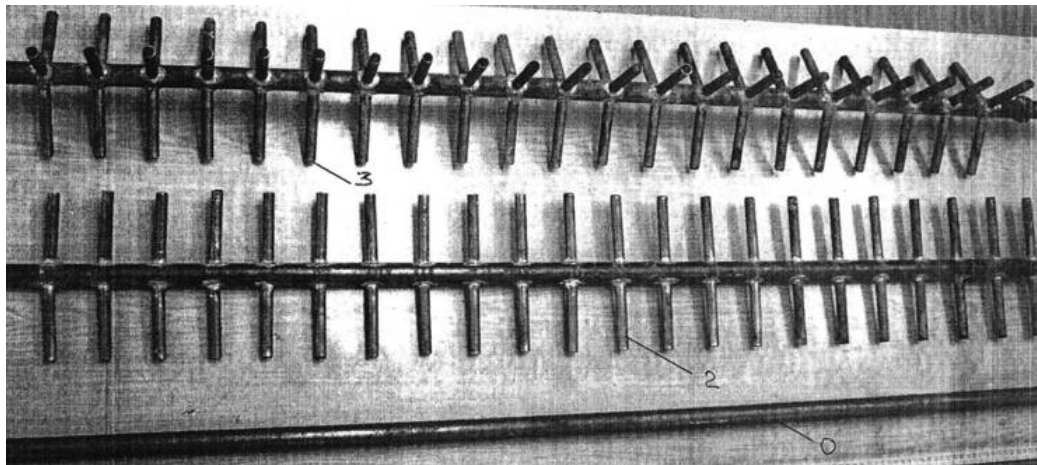


Рис. 1. Общий вид модели вертикальных каналов насадки с горизонтальными проходами
0 – гладкий канал; 2 – с двумя горизонтальными проходами;
3 – с тремя горизонтальными проходами

В качестве модельной среды был выбран атмосферный воздух. При прохождении воздушного потока через трубы с проходами в турбулентном режиме течения в местах пересечения вертикальных каналов с горизонтальными возникает вихревая зона, распространяющаяся вглубь патрубков, имитирующих горизонтальные проходы [1]. Эти вихри, взаимодействуя с потоком воздуха, проходящего по вертикальному каналу, турбулизируют его. Исследования проводились в ламинарном и турбулентном режимах течения. Потери полного давления на трение $\Delta P_{\text{тр}}$ определяли по закону Дарси-Вейсбаха [2]:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot P_{\text{дин}} = \xi \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Па}, \quad (1)$$

где λ – эквивалентный коэффициент трения; L , d – длина и гидравлический диаметр канала, м; $P_{\text{дин}}$ – динамическое давление, Па; $\xi = \lambda \cdot L/d$ – коэффициент сопротивления трению; w – средняя скорость движения газа в канале, м/с; ρ – плотность среды, кг/м³.

Из формулы (1):

$$\lambda = \frac{2 \cdot \Delta P_{\text{тр}} \cdot d}{L \cdot w^2 \cdot \rho} = \frac{2 \cdot \Delta P_{\text{тр}} \cdot d \cdot F^2}{L \cdot V^2 \cdot \rho}, \quad (2)$$

где F – сечение вертикального канала, м²; V – расход газа через канал, м³/с.

Для определения эквивалентного коэффициента трения измерялись: разность статических давлений в начале и в конце модельной трубы, расход газа через неё, среднюю температуру воздуха, необходимую для определения его теплофизических свойств.

Физическая модель была представлена в работе [3]. Разность статических давлений между входом и выходом каждой трубы измерялась манометрами и микроманометрами.

Согласно теории подобия и размерности [4, 5] результаты моделирования могут быть представлены в виде связи критериев $Eu = f(Re)$, $Eu = \frac{\Delta P}{\rho w^2}$, $Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta} = \frac{w \cdot d}{\nu}$, где Eu и Re – числа Эйлера и Рейнольдса; ΔP – перепад давлений на замерном участке, Па; η – коэффициент динамической вязкости, кг/(м·с); ν – кинематическая вязкость, м²/с.

Условия подобия модели и образца (индексы м – модель, о – образец;) во второй автомодельной области имеют вид:

$$Eu_o = Eu_m \text{ и } Re_o \neq Re_m.$$

В первой автомодельной области (ламинарного движения) подобие распределения скоростей получаем при условии:

$$La = Eu \cdot Re = idem. \quad (3)$$

Выражение (3) есть уравнение гиперболы, отнесенной к асимптотам, которыми являются оси координат Re и Eu . В этом случае [6] масштабы для скоростей m_w , размеров m_ℓ и вязкости m_ν могут быть произвольными и необходимо только соблюдать масштаб давлений m_p :

$$m_p = \frac{m_w}{m_\ell} \cdot m_\nu. \quad (4)$$

Во второй автомодельной области произвольными принимаются масштабы скоростей m_w и плотностей m_ρ , а соблюдать необходимо масштаб давлений:

$$m_p = m_\rho \cdot m_w^2. \quad (5)$$

Как показали расчеты для второй автомодельной области согласно (5), в период дутья $m_p = m_\rho \cdot m_w^2 = \frac{1,205}{1,291} \cdot \left(\frac{1,0}{1,341}\right)^2 = 1 : 1,929$, при-

чем $m_\rho = \frac{\rho_M}{\rho_o} = 1 : 1,08$; $m_w = \left(\frac{v_M}{v_o}\right)_d \cdot \frac{w_M}{w_o} = 1 : 1,341$. В период нагрева

$$m_p = m_p \cdot m_w^2 = \frac{1,205}{0,3593} \cdot \left(\frac{1,0}{3,97} \right)^2 = 0,2128 = 1 : 4,7; \quad m_p = \frac{\rho_M}{\rho_0} = 3,36;$$

$$m_w = \left(\frac{v_M}{v_0} \right)_d \cdot \frac{w_M}{w_0} = 0,2519 = 1 : 3,97.$$

В первой автомодельной области согласно (4), в период дутья

$$m_p = \frac{m_w}{m_\ell} \cdot m_v = \frac{1,0}{3,41} \cdot 2 \cdot \frac{1,0}{6,823} = 0,08589 = 1 : 11,64; \quad m_\ell = \frac{d_M}{d_0} = 1 : 2;$$

$$m_w = \left(\frac{v_M}{v_0} \right)_d \cdot \frac{d_0}{d_M} = \frac{1}{6,823} \cdot \frac{2}{1} = 1 : 3,41; \quad m_v = \left(\frac{v_M}{v_0} \right)_d = 1 : 6,823.$$

Для зависимости $\lambda_{тр} = f(Re)$ использовали выражение: $\lambda_{тр} = A \cdot Re^n$, где A и n – эмпирические коэффициенты, определяемые графическим способом.

Результаты моделирования приведены в таблице 1.

В блочном изделии насадки с горизонтальными проходами гладких каналов z_1 и каналов с тремя проходами z_3 – по одному: $z_1 = z_3 = 1$, а каналов с двумя горизонтальными проходами $n_2 = 10$. Общее число каналов $z_1 + z_2 + z_3 = 12$.

Для параллельных каналов насадочного блока [7] результирующий коэффициент сопротивления трению ξ , отнесенный к динамическому давлению, рассчитанному по скорости $w = \frac{V_{об}}{\sum_{i=1}^n F_i}$:

$$\xi_i = \left(\frac{\sum_{i=1}^n F_i}{\sum_{i=1}^n \frac{F_i}{\sqrt{\lambda_i} \cdot \frac{L_i}{d_i}}} \right)^2 = \left(\frac{F_1 + F_2 + \dots + F_n}{\frac{F_1}{\sqrt{\lambda_1} \cdot \frac{L_1}{d_1}} + \frac{F_2}{\sqrt{\lambda_2} \cdot \frac{L_2}{d_2}} + \dots + \frac{F_n}{\sqrt{\lambda_n} \cdot \frac{L_n}{d_n}}} \right)^2, \quad (6)$$

где $V_{об}$ – общий расход дутья в каналах блока, $m^3/ч$; F_i – проходные сечения каналов, к скорости которых отнесены суммарные коэффици-

енты местных сопротивлений соответствующих каналов $\xi_i = \lambda_i \cdot \frac{L_i}{d_i}$

согласно (1).

В таблицу 1 сведены зависимости для определения эквивалентных коэффициентов трения для различных каналов и насадочных блоков.

Таблица 1

Зависимости для определения
коэффициентов газодинамического сопротивления каналов

Наименование каналов	Коэффициенты газодинамического сопротивления
Насадка из шестигранных блоков с круглыми отверстиями $\lambda_{\text{тpкo}}$ (ГОСТ 20901-75)	$\lambda_{\text{тpкo}} = \frac{0,197}{\text{Re}^{0,167}} \quad \text{Re} > 1250$ $\lambda_{\text{тpкo}} = \frac{72,5}{\text{Re}} \quad \text{Re} \leq 1250$
Шероховатый стальной канал $\lambda_{\text{тpшк}}$	$\lambda_{\text{тpшк}} = \frac{0,197}{\text{Re}^{0,167}} \quad \text{Re} > 1000$ $\lambda_{\text{тpшк}} = \frac{0,157}{\text{Re}} \quad \text{Re} \leq 1000$
Вертикальный канал с 2-мя горизонтальными проходами и шагом между последними 60 мм $\lambda_{\text{тpгп2}}$	$\lambda_{\text{тpгп2}} = \frac{0,197}{\text{Re}^{0,167}} \quad \text{Re} > 1000$ $\lambda_{\text{тpгп2}} = \frac{0,157}{\text{Re}} \quad \text{Re} \leq 1000$
Вертикальный канал с 3-мя горизонтальными проходами и шагом между ними 60 мм, $\lambda_{\text{тpгп3}}$	$\lambda_{\text{тpгп3}} = \frac{0,28}{\text{Re}^{0,167}} \quad \text{Re} > 1000$ $\lambda_{\text{тpгп3}} = \frac{0,157}{\text{Re}} \quad \text{Re} \leq 1000$
Насадка с горизонтальными проходами до адаптации $\lambda_{\text{тpгп}}$	$\lambda_{\text{тpгп}} = \frac{0,203}{\text{Re}^{0,167}} \quad \text{Re} > 1000$ $\lambda_{\text{тpгп}} = \frac{0,157}{\text{Re}} \quad \text{Re} \leq 1000$
Насадка с горизонтальными проходами после адаптации $\lambda_{\text{тpгп}}^a$	$\lambda_{\text{тpгп}}^a = \frac{0,203}{\text{Re}^{0,167}} \quad \text{Re} > 1000$ $\lambda_{\text{тpгп}}^a = \frac{72,5}{\text{Re}} \quad \text{Re} \leq 1000$

Т.к. для стандартного насадочного блока с 12 вертикальными каналами:

$F_1 = F_2 = \dots = F_n$, $L_1 = L_2 = \dots = L_n = 120$ мм, $d_1 = d_2 = \dots = d_n = 40$ мм, то выражение (6) получит вид:

$$\xi_i = \left(1,256 \cdot 10^{-3} \cdot 12 / \left(\frac{1,256 \cdot 10^{-3} \cdot 12}{\sqrt{\lambda_i \cdot \frac{120}{40}}} \right) \right)^2 = (\sqrt{3 \cdot \lambda_i})^2 = 3 \cdot \lambda_i.$$

Результирующий коэффициент трения, усредненный для всего блока с горизонтальными проходами, как для сети, состоящей из 12 параллельных каналов одинакового сечения $1,25 \cdot 10^{-3}$ м² [7]:

$$\bar{\lambda} = \left(12 / \left(\frac{z_1}{\sqrt{\lambda_1}} + \frac{z_2}{\sqrt{\lambda_2}} + \frac{z_3}{\sqrt{\lambda_3}} \right) \right)^2, \text{ где } \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 - \text{соответственно коэф-}$$

фициенты трения 0, 2, 3-го типов вертикальных каналов, включенных параллельно. При этом для каналов 0-го и 3-го типов $z_1 = z_3 = 1$, а для 2-го типа $z_2 = 10$.

Для стандартного насадочного блока без горизонтальных проходов $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3$ и

$$\bar{\lambda}' = \left(12 / \left(\frac{12}{\sqrt{\lambda_1}} \right) \right)^2 = \lambda_1, \quad (7)$$

т.е. коэффициент трения $\bar{\lambda}'$ всего насадочного блока без горизонтальных проходов совпадает с коэффициентом трения одного гладкого канала. Коэффициент трения $\bar{\lambda}'$, вычисленный по выражению (7) для насадочного изделия без горизонтальных проходов, когда все вертикальные каналы одинаковые, не учитывает реальных дополнительных потерь давления, связанных с конкретными особенностями конфигурации каналов (конусность каналов, зазоры в «замках» блока, углублениях и выступах на противоположных горизонтальных плоскостях блока и др.). Поэтому требуется ввести коэффициент адаптации модели K_a , учитывающий эти особенности:

$$K_a = \frac{\lambda_{\text{трко}}}{\lambda_1}. \quad (8)$$

Скорректированный посредством коэффициента адаптации модели K_a трения блока с горизонтальными проходами, будет иметь вид:

$$\lambda_{\text{трГП}}^a = \bar{\lambda} \cdot K_a. \quad (9)$$

При $Re > 1000$ коэффициент сопротивления $\bar{\lambda}_{\text{трГП}}$ модели блока с горизонтальными проходами:

$$\bar{\lambda}_{\text{тр}_{\text{ГП}}} = \left(\frac{12}{\frac{1}{\sqrt{\frac{0,197}{\text{Re}^{0,167}}}} + \frac{10}{\sqrt{\frac{0,197}{\text{Re}^{0,167}}}} + \frac{1}{\sqrt{\frac{0,28}{\text{Re}^{0,167}}}}} \right)^2 = \frac{0,203}{\text{Re}^{0,167}}.$$

При $\text{Re} \leq 1000$ коэффициент сопротивления $\bar{\lambda}$ модели насадочно-

го стандартного блока составит: $\bar{\lambda}_{\text{тр}_{\text{ГП}}}^{\text{р}} = \left(12 / \frac{12}{\sqrt{\frac{0,157}{\text{Re}}}} \right)^2 = \frac{0,157}{\text{Re}}$, ана-

логично $\bar{\lambda}_{\text{тр}_{\text{ГП}}}^{\text{р}} = \left(12 / \left(\frac{1}{\sqrt{\frac{64}{\text{Re}}}} + \frac{10}{\sqrt{\frac{72,5}{\text{Re}}}} + \frac{1}{\sqrt{\frac{72,5}{\text{Re}}}} \right) \right)^2 = \frac{72}{\text{Re}}$, т.е. $\bar{\lambda}_{\text{тр}_{\text{ГП}}}^{\text{р}}$ сов-

падает с $\lambda_{\text{тр}_{\text{шк}}}$ шероховатого стального канала (без проходов), вертикального канала с 2-мя горизонтальными проходами $\lambda_{\text{тр}_{\text{ГП}2}}$, а также вертикального канала с 3-мя горизонтальными проходами при ламинарном течении ($\text{Re} \leq 1000$), то следует ожидать, что коэффициент трения насадочного стандартного блока без горизонтальных проходов $\lambda_{\text{тр}_{\text{КО}}}$ будет совпадать при ламинарном течении с коэффициентом трения насадочного блока с горизонтальными проходами после адаптации

$$\lambda_{\text{тр}_{\text{КО}}} = \lambda_{\text{тр}_{\text{ГП}}}^{\text{а}} = \frac{72,5}{\text{Re}}.$$

При этом коэффициент адаптации $K_{\text{а}} = \frac{\lambda_{\text{тр}_{\text{КО}}}}{\bar{\lambda}_{\text{тр}_{\text{ГП}}}^{\text{р}}} = \frac{72,5 \cdot \text{Re}}{\text{Re} \cdot 72} = 1,007$.

Тогда коэффициент трения насадочного блока с горизонтальными проходами при $\text{Re} \leq 1000$ составит $\lambda_{\text{тр}_{\text{ГП}}}^{\text{а}} = \lambda_{\text{тр}_{\text{КО}}} \cdot K_{\text{а}} = \frac{72,5}{\text{Re}} \cdot 1,007 = \frac{72,5}{\text{Re}}$.

С учетом коэффициента адаптации $K_{\text{а}}$ согласно (9) при $\text{Re} > 1000$ $K_{\text{а}} = \frac{0,197 \cdot \text{Re}^{0,167}}{\text{Re}^{0,167} \cdot 0,197} = 1$, а $\lambda_{\text{тр}_{\text{ГП}}}^{\text{а}} = \lambda_{\text{тр}_{\text{ГП}}} \cdot K_{\text{а}} = \frac{0,203}{\text{Re}^{0,167}}$.

При масштабе модели $m_{\ell} = 1: 2$, диаметре моделей вертикальных и горизонтальных каналов 0,02 м, площади канала $0,314 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, рас-

стоянии между горизонтальными каналами в модели 0,06 м, что соответствует высоте насадочного изделия полуторной высоты 0,12 м, скорость воздуха в вертикальном канале при его расходе $0,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ и перепаде давления на канале 2 даПа, составит 0,442 м/с. Критерии Эйлера и Рейнольдса при температуре воздуха 20°C составили $Eu=8,547$ и $Re=4460$. Динамическое давление $P_{\text{дин}}=0,012$ даПа (мм вод.ст).

На экспериментальной установке определяли коэффициент трения для каналов без горизонтальных проходов, для гладких и шероховатых каналов, для каналов с двумя и тремя проходами.

На рис. 1 приведена зависимость перепада давления на вертикальных каналах (ΔP , даПа) от расхода воздуха (V_v , $\text{м}^3/\text{ч}$).

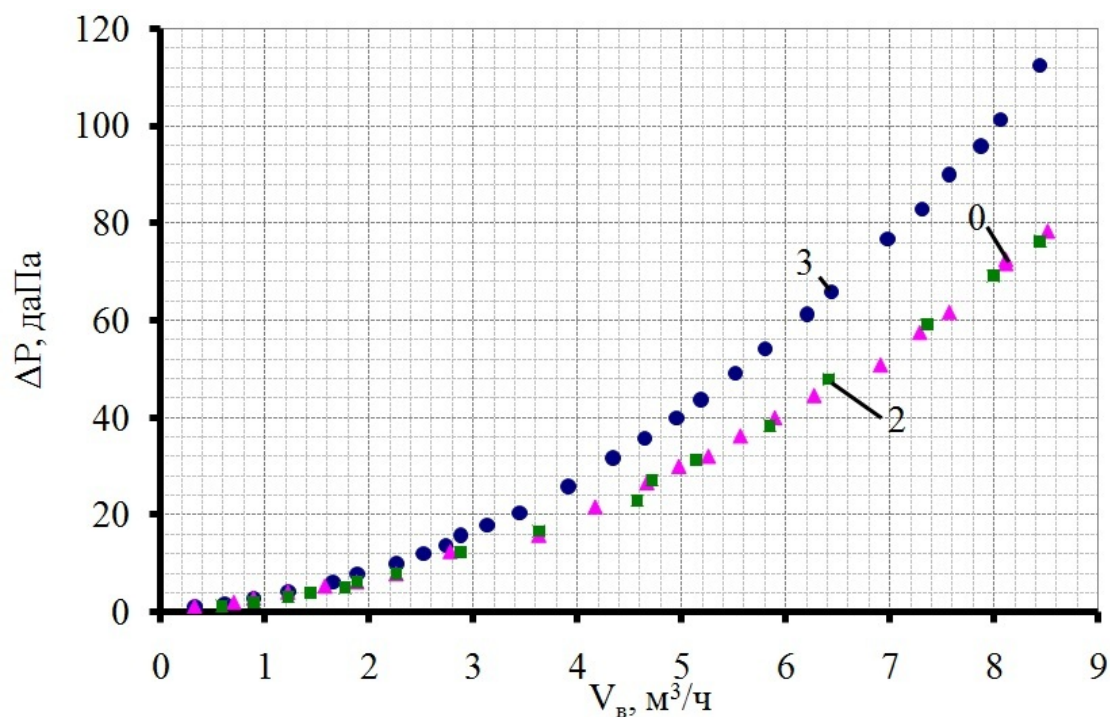


Рис. 1. Зависимость перепада давления на вертикальных каналах от расхода воздуха: 0, 2, 3 – для канала без боковых, с двумя боковыми и с тремя горизонтальными проходами

На рис. 2 для тех же каналов приведена зависимость коэффициента трения $\lambda_{\text{тр}}$ от числа Re , на рис. 3 приведена зависимость $\lg Eu = f(\lg Re)$, а на рис. 4 – зависимость эквивалентного коэффициента $\lambda_{\text{тр}} = f(Re)$ для трубы без горизонтальных проходов 0, гладкой трубы 0' и шероховатой 0''.

Для каждой кривой получены аналогичные выражения зависимости $\lambda_{\text{тр}} = f(Re)$ с указанием рабочей области числа Re .

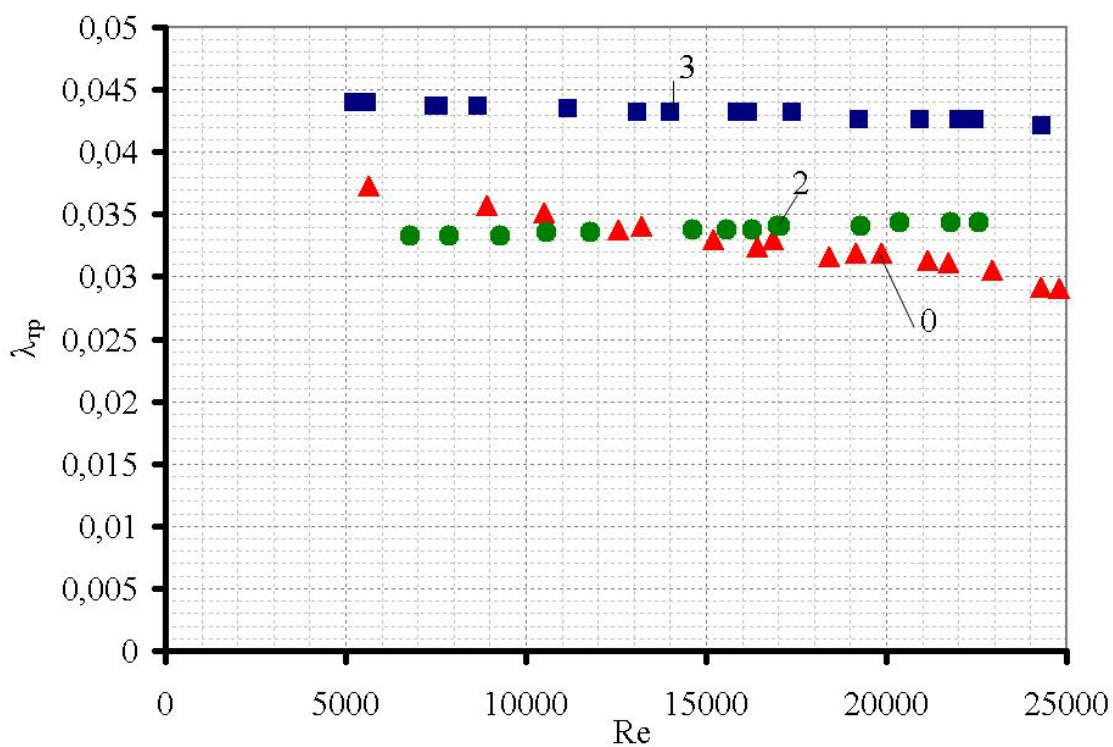


Рис. 2. Зависимость эквивалентного коэффициента трения $\lambda_{тр}$ от числа Re для каналов без боковых проходов 0, с двумя проходами 2, с тремя проходами 3

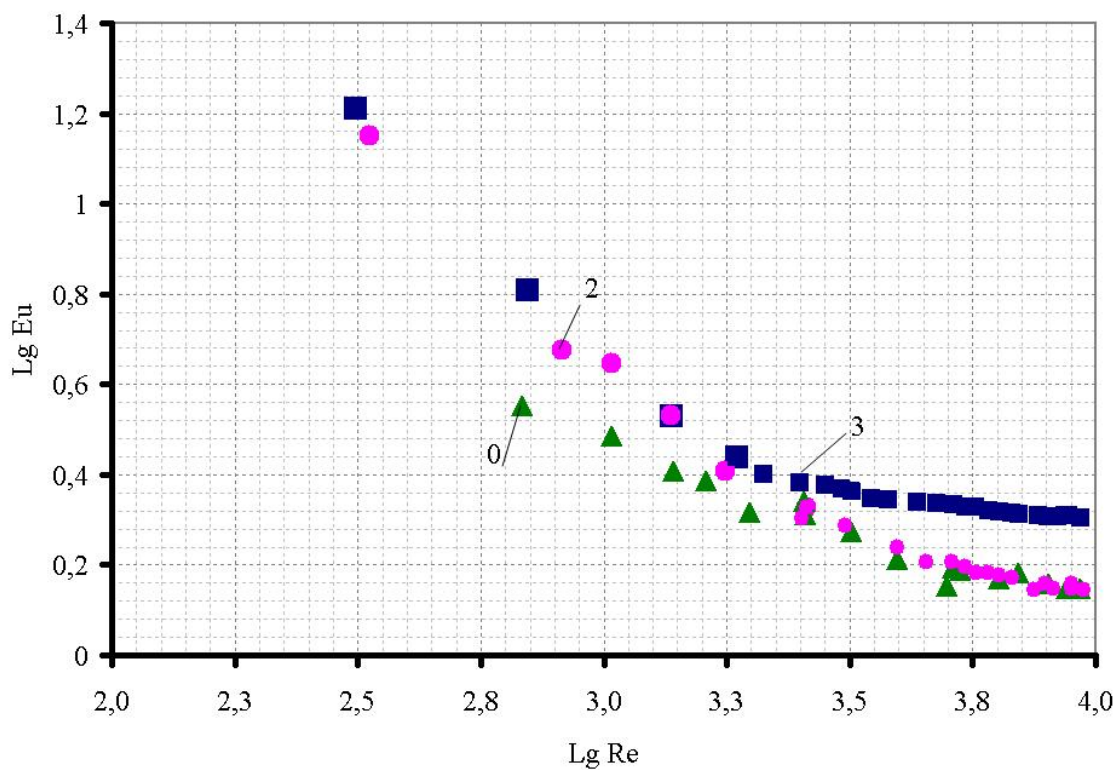


Рис. 3. Зависимость $Lg(Eu)$ от $Lg(Re)$ для канала без горизонтальных проходов 0, для канала с двумя 2 и тремя горизонтальными проходами 3

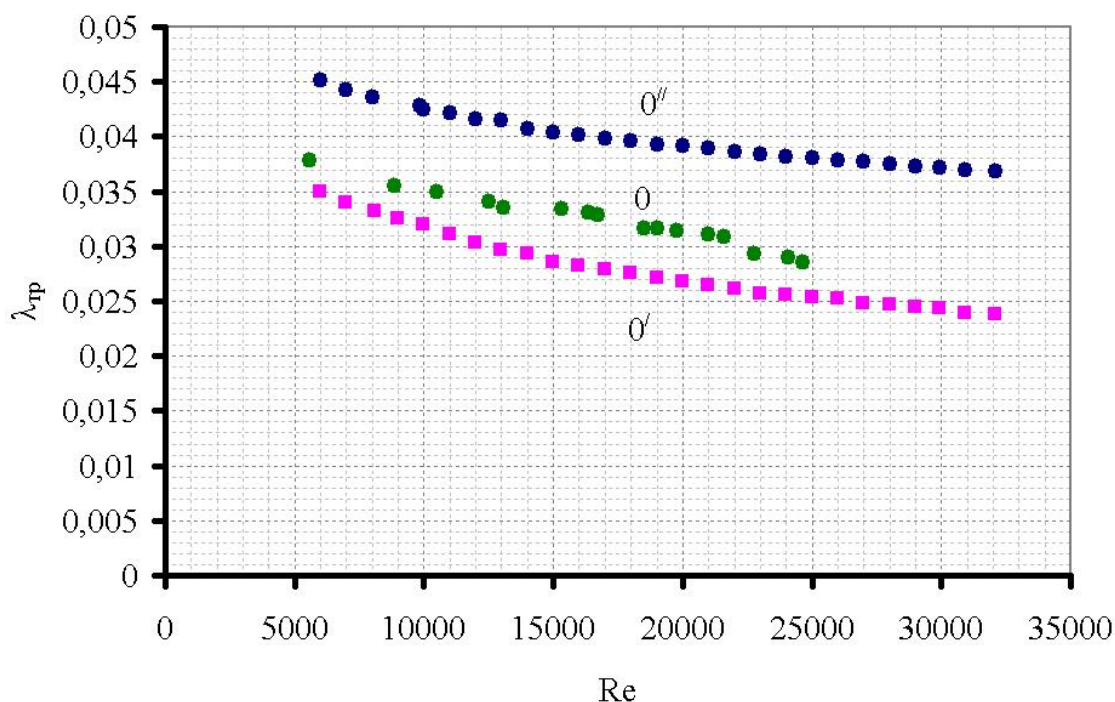


Рис. 4. Зависимость эквивалентного коэффициента трения $\lambda_{тр}$ от числа Re для трубы без горизонтальных проходов 0, гладкой трубы 0' и шероховатой 0''

Выводы

Получены зависимости $\lambda_{тр} = f_1(Re)$, $\lg Eu = f_2(\lg Re)$, $\Delta P = f_3(V_v)$, $\lambda_{тр} = f_4(Re)$ для шероховатого сплошного канала, вертикальных каналов с двумя и тремя горизонтальными проходами, для насадочного блока с горизонтальными проходами.

Для насадочного блока с горизонтальными проходами получены выражения для коэффициента трения в ламинарной области при

$Re \leq 1000$ $\lambda_{тр_{ГП}}^a = \frac{72,5}{Re}$, а в турбулентной области при $Re > 1000$

$$\lambda_{тр_{ГП}}^a = \frac{0,203}{Re^{0,167}}.$$

Список литературы

1. Лаврентьев М. А. Проблемы гидродинамики и их математические модели / Лаврентьев М. А., Б.В. Шабат. – М. : Наука, 1973. – 416 с.
2. Киселев П. Г. Гидравлика. Основы механики жидкости / Киселев П. Г. – М. : Энергетика, 1980. – 360 с.
3. Грес Л. П. Исследование влияния изменения размеров ячеек насадок регенераторов на совершенствование их параметров /

Грес Л. П., Литовченко Ю. К., Быстров А. Е., Флейшман Ю. М., Воробьёва Л. А., Иванов М. Ю. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2015. – № 5. – С. 102–104.

4. Кутателадзе С. С. Моделирование теплоэнергетического моделирования / Кутателадзе С. С., Ляховский Д. Н., Перняков В. А. – М., 1965. – 386 с.

5. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике / Седов Л. И. – М. : Наука, 1965. – 386 с.

6. Гольдфарб Э. М. Элементы механики газов и теплопередачи. Конспект лекций по металлургической теплотехнике / Гольдфарб Э. М. – Днепропетровск : ДМетИ, 1973. – 241 с.

7. Металлургические печи. Теория и расчёты : Учебник. В 2 т. Т. 1 / В. И. Губинский [и др.] под общ. ред. В. И. Тимошпольского, В. И. Губинского. – Минск : Белорус. наука, 2007. – 596 с.

8. Шкляр Ф. Р. Доменные воздухонагреватели / Шкляр Ф. Р., Малкин В. М., Каштанова С. П. и др. – М. : Металлургия, 1982. – 176 с.

Рукопись поступила 28.10.2015 г.

УДК 669:662.74:628.56

Иванов И.И. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Саввин А.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Бабенко Л.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Кравцов С.В. — ассистент, НМетАУ

Сухарева М.В. — ст. преподаватель, НМетАУ

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ОПАСНОСТИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ВОЗДУШНОГО БАССЕЙНА ВЫБРОСАМИ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ КОКСА

Показана приоритетность задач защиты окружающей среды для устойчивого развития металлургической отрасли, и, особенно, коксохимических предприятий. Дана характеристика пылегазовых выбросов при производстве кокса, основных вредных веществ в них, последствий их воздействия на население и природные экосистемы. Для условий коксового производства ЧАО «ЕВРАЗ ДМЗ» рассчитаны максимальные приземные концентрации вредных веществ от выбросов цеха, установлено превышение интегральным показателем загрязнения нормативного значения в 13,2 раза и дана оценка степени опасности загрязнения воздушного бассейна. Найдены индексы загрязнения по отдельным ингредиентам и источникам выбросов; выделены приоритетные из них, требующие проведения первоочередных природоохранных мероприятий.

Ключевые слова: металлургия; производство кокса; пылегазовые выбросы; вредные вещества; воздушный бассейн; показатель загрязнения; защита окружающей среды.

Введение

Центральное место в концепции устойчивого развития Украины занимают вопросы защиты окружающей среды. Поэтому перспективы развития экономики тесно связаны с обеспечением ее экологической безопасности. Предприятия металлургического комплекса расположены в регионах со значительной концентрацией промышленного производства, высокой плотностью населения и являются мощным источником негативного антропогенного воздействия на окружающую среду. Так, выбросы предприятий Донецко-Приднепровского региона составляют 86,3 % всех промышленных выбросов в стране [1].

В Украине расположено 13 крупных коксохимических предприятий, большинство основных агрегатов и оборудования которых вы-

работали свои нормативные сроки эксплуатации, морально и физически устарели. По данным [2] сегодня в отрасли стопроцентный износ имеют 54 % коксовых батарей. Газообразные выбросы, сбросы и твердые отходы этих производств отличаются широким спектром загрязнителей, высокой токсичностью, специфическим запахом и могут создавать значительную угрозу природе и здоровью населения. Только в атмосферу выделяется в среднем 5,2 – 8,0 кг/т кокса вредных веществ [3]. Поэтому крайне остро стоит проблема повышения экологической безопасности коксохимического производства за счет его технического переоснащения и реализации системы природоохранных мероприятий.

Постановка задачи

Коксовый блок является источником 75 – 80 % и более газопылевых выбросов предприятия. Их основными вредными ингредиентами являются угольная и коксовая пыль, оксиды углерода, серы и азота, аммиак, сероводород, фенол, бензол, цианистый водород, нафталин, сажистый углерод; особую опасность представляет бенз(а)пирен. Некоторые сочетания этих веществ обладают эффектом суммации негативного действия; коксовая пыль может содержать соединения марганца, железа, меди, цинка, кадмия и свинца. Помимо организованного отвода продуктов горения из отопительной системы коксовых батарей через дымовые трубы, значительные выбросы наблюдаются на стадиях загрузки, коксования угля, выдачи, охлаждения и сортировки кокса.

При загрузке влажной угольной шихты в раскаленную печную камеру образуется около 5 м³ газов на 1 т угля. Они содержат 10 – 60 г/м³ взвешенных частиц угольной и полукоксовой пыли. В пересчете на 1 т производимого кокса выделение пыли при загрузке печей достигает 150 – 400 г/т [4].

Выбросы при выдаче кокса из коксовых печей связаны с выделением коксовой пыли и газов при разрушении коксового пирога в коксоприемном вагоне, которое происходит в течение 30 – 40 с. Над раскаленным коксом, попадающим в тушильный вагон, возникает интенсивный восходящий поток, который увлекает значительные массы окружающего атмосферного воздуха. Этот эжектируемый воздух подхватывает образующиеся при разрушении коксового пирога частицы пыли и увлекает их вверх. В результате возникает пылевое облако, в котором содержатся также газообразные вредные вещества, выделяющиеся из кокса. Иногда образуются густые облака плотного черного или черно-зеленого дыма. Такие явления наблюдаются при незавершенности процесса коксования в центре угольной загрузки или не-

равномерном обогреве печей, приводящем к образованию в загрузке холодных зон.

Выделения коксового газа через неплотности дверей, люков и стояков печей относительно невелики и зависят от конструкции уплотняющих элементов и уровня эксплуатации. Однако коксовый газ содержит ряд опасных компонентов, поэтому воздействие этих выбросов на загрязнение воздушного бассейна в ряде случаев является существенным.

Следует учесть также, что выбросы названных источников происходят на небольшой высоте, плохо рассеиваются и поэтому вносят существенный вклад в загрязнение атмосферного воздуха на рабочей площадке предприятия.

Степень загрязнения природной среды оценивается на основе сравнения фактических концентраций химических веществ с безопасными уровнями и она определяет риск развития неблагоприятных последствий для здоровья нынешних и будущих поколений. Особое значение имеет изучение загрязнения атмосферного воздуха, т.к. он является самой важной жизнеобеспечивающей природной средой и его загрязнение – это основной фактор негативного воздействия как на человека, так и на биосферу в целом и все ее экологические системы [5]. Поэтому оценка опасности при загрязнении воздушного бассейна крайне актуальна, т.к. позволяет предупредить увеличение заболеваемости населения в крупных городах, сохранить биологические ресурсы промышленных регионов и предотвратить деградацию природных экосистем.

Целью настоящей работы является оценка уровня загрязнения воздушного бассейна и степени опасности выбросов вредных веществ в атмосферу при производстве кокса. Объектом исследования выбрана промплощадка коксохимического производства ЧАО «ЕВРАЗ ДМЗ».

Результаты работы

Оценка уровня загрязнения атмосферного воздуха выбросами коксового цеха ЧАО «ЕВРАЗ ДМЗ» проводилась в соответствии с нормативным документом [6]. Цех включает два блока по 2 коксовые батареи (КБ) в каждом: в первом – КБ №№ 1, 2; во втором – КБ №№ 4, 5. В батареях №№ 1, 2, 5 по 37 печей типа ПВР с боковым подводом отопительного газа и полезным объемом камеры коксования $21,6 \text{ м}^3$; в батарее № 4 – 39 печей.

Для уменьшения выбросов при загрузке предусмотрен отсос газов через стояки в газосборники коксовой батареи за счет инъекции паром давлением 4 атм. Батареи оснащены также установкой беспылевой выдачи кокса (УБВК), в состав которой входят зонт на коксонаправляющей двересъемной машины сечением $20,3 \text{ м}^2$; стыковочный

узел; коллектор длиной 133,5 м и диаметром 1420 мм с отсечными клапанами, установленный на опорах вдоль фронта печей. Очистка от пыли выполняется сначала с помощью двух групп циклонов ЦН-15 по 8 шт. в каждой, а затем двумя пылеуловителями КМП-7,1 с трубой Вентури. Разрежение в коллекторе и эвакуация газов в атмосферу обеспечивается вентиляторами ВМ-18А производительностью 104000 м³/ч.

На первом этапе согласно ОНД-86 [7] выполнены расчеты максимальных приземных концентраций $C_{\max}$ с учетом выбросов из различных источников по данным [8] (табл. 1).

Таблица 1

Выбросы в атмосферу в цехе М, г/с
и максимальные приземные концентрации загрязнителей $C_{\max}$, мг/м³

Загрязняющее вещество	М, г/с	$C_{\max}$, мг/м ³	М, г/с	$C_{\max}$, мг/м ³
	Загрузка шихты*		Выдача кокса (мимо зонта)*	
1	2	3	4	5
Азота диоксид	0,016	0,0032	0,0184	0,00095
Аммиак	0,0156	0,0031	0,0037	0,00018
Водород цианистый	0,0009	0,0002	0,00055	0,00009
Ангидрид сернистый	0,0119	0,0024	0,0184	0,00095
Сероводород	0,0046	0,0009	0,0009	0,00005
Углерода оксид	0,032	0,0064	0,0184	0,00095
Бензол	0,0069	0,0014	0,0083	0,00043
Бенз(а)пирен	$35 \cdot 10^{-8}$	$7 \cdot 10^{-8}$	$91 \cdot 10^{-8}$	$5 \cdot 10^{-8}$
Фенол	0,0046	0,0009	0,0009	0,00005
Пыль угольная	0,068	0,0407		
Нафталин			0,00055	0,0427
Пыль коксовая			0,276	0,0427
	Стояки (неплотности)*		Люки (неплотности)*	
Азота диоксид	0,0124	0,0007	0,00082	0,0001
Аммиак	0,0048	0,0003	0,00165	0,0003
Водород цианистый	0,0012	0,00007	0,00041	0,00007
Ангидрид сернистый	0,0058	0,0003	0,0041	0,0007
Сероводород	0,0014	0,00008	0,00082	0,0001
Углерода оксид	0,0087	0,0005	0,0041	0,0007
Бензол	0,0041	0,0002	0,0082	0,0014
Бенз(а)пирен	$300 \cdot 10^{-8}$	$20 \cdot 10^{-8}$	$124 \cdot 10^{-8}$	$20 \cdot 10^{-8}$
Фенол	0,00054	0,00003	0,0004	0,00007

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
	Двери (неплотности)*		Тушильные вагоны**	
Азота диоксид	0,00165	0,00015	0,009	0,0064
Аммиак	0,0082	0,0007	0,0018	0,0013
Водород цианистый	0,0033	0,0003	0,0008	0,0006
Ангидрид сернистый	0,0099	0,0009	0,0184	0,0132
Сероводород	0,0082	0,0007	0,00368	0,0026
Углерода оксид	0,0412	0,0037	0,046	0,0329
Бензол	0,0124	0,0011	0,0092	0,0066
Бенз(а)пирен	$820 \cdot 10^{-8}$	$70 \cdot 10^{-8}$	$138 \cdot 10^{-8}$	$100 \cdot 10^{-8}$
Фенол	0,0026	0,0002	0,00018	0,0001
Нафталин	0,0049	0,0004	0,0037	0,0026
Пыль коксовая	0,0041	0,0004	0,0092	0,01977
	Башни тушения**		Коксовые рампы**	
Азота диоксид			0,00184	0,0226
Аммиак	0,721	0,0216	0,00184	0,0226
Водород цианистый	0,036	0,0011	0,000276	0,0003
Ангидрид сернистый	0,022	0,0007	0,00018	0,0002
Сероводород	0,018	0,0005	0,00018	0,0002
Углерода оксид	0,46	0,0138	0,0092	0,01132
Бенз(а)пирен	$390 \cdot 10^{-8}$	$10 \cdot 10^{-8}$		
Фенол	0,045	0,0013	0,00004	0,00005
Нафталин				
Пыль коксовая	0,184	0,0055		
	УБВК (труба)		Дымовые трубы*	
Азота диоксид	0,383	0,016	8,8906	0,0673
Аммиак	0,0998	0,0041		
Водород цианистый	0,0166	0,0007		
Ангидрид сернистый	0,2728	0,0114	3,8639	0,0285
Сероводород	0,0399	0,0017		
Углерода оксид	0,499	0,0208	7,7052	0,0607
Бензол	0,06	0,0025		
Бенз(а)пирен	$130 \cdot 10^{-8}$	$5 \cdot 10^{-8}$	$1160 \cdot 10^{-8}$	$9 \cdot 10^{-8}$
Фенол	0,0166	0,0007		
Нафталин	0,02	0,0008		
Пыль коксвая	1,663	0,1389		
Сажа			1,0259	0,0074

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5
	Газосбросное устройство		Коксортировка (труба вент. уст-ки)	
Азота диоксид	1,189	0,0077		
Ангидрид сернистый	2,98	0,0194		
Углерода оксид	0,793	0,0052		
Пыль коксовая			0,8087	0,0483
	П/у № 1 (№ 2) (труба вент. уст-ки)			
Пыль коксовая	0,0744	0,0043		

* - усредненные значения на коксовую батарею;

** - усредненные значения на блок батарей

На втором этапе согласно методике [6] выполнялась оценка уровня загрязнения атмосферного воздуха с учетом кратности превышения показателей загрязнения (ПЗ) их предельно допустимого нормативного значения (ПДЗ). Если значение $ПЗ \leq ПДЗ$, то степень опасности загрязнения воздуха считается безопасной; если $1,0 ПДЗ < ПЗ \leq 2,0 ПДЗ$, то – слабо опасной; если $2,0 ПДЗ < ПЗ \leq 4,4 ПДЗ$ – умеренно опасной; если $4,4 ПДЗ < ПЗ \leq 8,0 ПДЗ$ – опасной; если $ПЗ > 8,0 ПДЗ$ – степень опасности загрязнения воздуха является очень опасной.

ПДЗ определяется по величине коэффициента комбинированного действия сложной смеси К.к.д. с. с.:

$$ПДЗ = К.к.д. с. с. \cdot 100 \%,$$

$$\text{где } К.к.д. с. с. = \sqrt{\sum (К.к.д_1^2 + К.к.д_2^2 + \dots + К.к.д_m^2) + n};$$

$К.к.д_1, К.к.д_2, \dots, К.к.д_m$ – коэффициенты комбинированного действия соединений веществ, обладающих эффектом суммации биологического действия при совместном присутствии; к ним относятся 5 соединений: азота диоксид, серы диоксид; азота диоксид, серы диоксид, углерода оксид, фенол; серы диоксид, углерода оксид, фенол и коксовая пыль; серы диоксид, фенол; серы диоксид, аммиак и окислы азота; n – число веществ в смеси, которые не проявляют эффекта суммации; их 5: цианистый водород, бензол, бенз(а)пирен, нафталин и сажа.

С учетом этих значений получим:

$$К.к.д. с. с. = \sqrt{1^2 + 1^2 + 1^2 + 1^2 + 1^2 + 5} = 3,1623; \text{ ПДЗ} = 316,23 \, \%.$$

Индекс ПЗ представляет собой относительный интегральный критерий, который характеризует интенсивность и характер совмест-

ного влияния всей совокупности присутствующих в воздухе вредных примесей:

$$ПЗ = \sum_{i=1}^n \left(\frac{ПЗ_i}{K_i} \right),$$

где $ПЗ_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{C_i}{ПДК_{с.с.i}} \right)$ – индекс ПЗ для i – того загрязнителя; K_i – ко-

эффициент, который учитывает класс опасности i –ого вещества: для веществ 1-го класса опасности – 0,8; 2-го – 0,9; 3-го – 1,0; 4-го – 1,1; C_i и $ПДК_{с.с.i}$ – фактические (максимальные приземные C_{max}) и предельно допустимые среднесуточные концентрации веществ, которые входят в состав смеси.

В табл. 2 приведены расчетные значения ПЗ для различных источников выбросов и отдельных загрязнителей воздушного бассейна, а также их вклад в общее загрязнение воздушного бассейна коксовым цехом ПЗ, величина которого 4171,2 %.

Таблица 2

Распределение ПЗ по загрязнителям и источникам выбросов в цехе

Ингредиент	Вклад в суммарный ПЗ		Источник	Вклад в суммарный ПЗ	
	ПЗ _i	%		ПЗ _i	%
Азота диоксид	11,096	26,6002	Загрузка шихты	4,2715	10,2404
Аммиак	3,4186	8,1958	Выдача кокса (мимо зонта)	2,0834	4,9946
Водород цианистый	0,8482	2,0335	Двери (неплотности)	5,1763	12,4096
Ангидрид сернистый	3,8834	9,31	Люки (неплотности)	1,3523	3,242
Сероводород	2,1722	5,2076	Стояки (неплотности)	1,247	2,9895
Углерода оксид	0,1284	0,3077	Тушильные вагоны	6,3783	15,2912
Бензол	0,3869	0,9275	Коксовые рампы	2,4569	5,8901
Бенз(а)пирен	9,46	22,6792	Дымовые трубы	11,634	27,8899
Фенол	3,1859	7,6379	Башни тушения	2,6878	6,4437
Нафталин	2,6727	6,4076	УБВК	3,4424	8,2527
Пыль коксовая	2,7916	6,6926	Коксортировка	0,322	0,772
Пыль угольная	1,0847	2,6004	Трубы в/у ПУ№1,2	0,0573	0,1374
Сажа	0,584	1,4001	Газосбросное устройство	0,6035	1,4468
ПЗ	41,712	100	ПЗ	41,712	100

Кратность превышения ПДЗ составляет:

$$\text{ПЗ} / \text{ПДЗ} = 4171,2 / 316,23 = 13,191.$$

Такой уровень загрязнения является недопустимым ($\text{ПЗ} > \text{ПДЗ}$), а степень его опасности квалифицируется согласно [6] как очень опасная, поскольку $\text{ПЗ} > 8,0 \text{ ПДЗ}$.

Как видно из табл. 2, имеет место превышение предельно допустимого уровня загрязнения по 5 ингредиентам выбросов, приоритетными из них являются азота диоксид, бенз(а)пирен и серы диоксид. Среди источников наибольший вклад в загрязнение воздушного бассейна вносят выбросы из дымовых труб, из тушильных вагонов и через неплотности дверей; показатель загрязнения превышает допустимый уровень также для выбросов при загрузке шихты и из трубы УБВК.

Выводы

Превышение интегрального показателя загрязнения нормативного значения свидетельствует о недопустимом загрязнении атмосферного воздуха выбросами коксового цеха, которое, согласно гигиеническим требованиям, можно считать очень опасным для здоровья. Установленные количественные характеристики уровня загрязнения воздушного бассейна для каждого компонента и источника выбросов позволяют обоснованно выбрать приоритетные объекты для разработки и реализации мероприятий по повышению техносферной безопасности цеха.

Список литературы

1. Тубольцев Л. Г. Современное состояние и перспективы развития экологии в чёрной металлургии Украины / Л. Г. Тубольцев, В. А. Горохова // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии : сб. научн. тр. – Дніпропетровськ : ІЧМ НАН України, 2008. – Вип. 18. – С. 298–305.
2. Управление устойчивым развитием в условиях переходной экономики : монография: 2-е изд., перераб. и доп. / ред. М. Шмидт, Б. Хансманн, Д. А. Палехов, Г. Г. Пивняк, Ю. С. Шемшученко, А. Ф. Павленко, А. Г. Шапарь, В. Я. Швец, Л. Л. Палехова. – Днепропетровск – Коттбус : НГУ-БТУ, 2015. – 433 с.
3. Сухоруков В. И. Научные основы совершенствования техники и технологии производства кокса / В. И. Сухоруков – Екатеринбург : изд. ВУХИН, 1999. – 393 с.
4. Большина Е. П. Экология металлургического производства : Курс лекций / Е. П. Большина. – Новотроицк : НФ НИТУ «МИСиС», 2012. – 155 с.

5. Звягинцева А. В. Системы оценки опасности при загрязнении атмосферного воздуха: попытка обобщения подходов / Звягинцева А. В. // Системный анализ и информационные технологии в науках о природе и обществе. – Донецк : ДонНТУ, 2014. – С. 131–143.

6. ДСП-201-97 Державні санітарні правила охорони атмосферного повітря населених місць (від забруднення хімічними і біологічними речовинами). – Київ : МОЗ України, 1997. – 45 с.

7. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. ОНД–86. – Л. : Гидрометеиздат, 1987. – 97 с.

8. Постоянный технологический регламент коксового цеха. – Днепропетровск : ПАО «Евраз – ДМЗ им. Петровского», 2010. – 124 с.

Рукопись поступила 26.09.2015 г.

УДК 621.1:628.336.712

Иванов И.И. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Саввин А.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Сухарева М.В. — ст. преподаватель, НМетАУ

Мешкова А.Г. — ст. преподаватель, НМетАУ

Бабенко Л.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА СРЫВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРЕЛОК ПРИ СЖИГАНИИ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА В РЕЦИРКУЛЯТЕ

Показаны возможности повышения качества и экономичности процесса тепловой обработки изделий при использовании рециркуляции продуктов сгорания, ее высокая эффективность с точки зрения повышения экологической безопасности эксплуатации тепловых агрегатов. Рассмотрен механизм, виды и последствия нарушений стабильности горения; проанализированы факторы, влияющие на устойчивость режимов работы горелок при подаче в зону горения рециркулята. Приведена методика проведения испытаний горелок на промышленном агрегате, результаты экспериментальных исследований границ устойчивого горения газового топлива в среде рециркулята, полученная их обработкой критериальная модель для оценки скорости срыва факела.

Ключевые слова: горение; топливо; рециркуляция; устойчивость; эксперимент; критерий; модель.

Введение

Применение рециркуляции продуктов сгорания в технологических и энергетических агрегатах является эффективным средством повышения технико-экономических показателей их тепловой работы. За счет снижения градиента температур в рабочем объеме при рециркуляции могут быть уменьшены отклонения температуры изделий от заданной до требуемых по технологии значений и обеспечен качественный их нагрев [1].

Кроме того, с увеличением объема греющих газов возрастает скорость их движения в рабочей камере, что способствует интенсификации конвективного теплообмена и снижению энергозатрат в тепловых агрегатах. Так, в низкотемпературных печах удельные расходы топлива снижаются на 20 – 30 % [2].

Как известно, тепловые агрегаты, потребляющие органическое топливо, являются мощным источником эмиссии в атмосферу оксидов

азота; на них приходится более 95 % от общего количества промышленных выбросов NO_x . Рециркуляция продуктов сгорания является одним из наиболее распространенных и дешевых способов подавления образования оксидов азота в процессе горения [3]. Возврат в зону горения отработавших охлажденных дымовых газов снижает максимальную температуру в ней из-за отвода тепла на их нагрев, но, главным образом, из-за уменьшения скоростей цепных реакций вследствие присутствия инертных газов и снижения концентраций реагирующих веществ. Это в комплексе ведет к уменьшению скорости образования NO_x .

Наибольший эффект снижения образования оксидов азота достигается при полном предварительном перемешивании рециркулирующих газов с дутьевым воздухом и подаче этой смеси в зону активного горения. В этом смысле целесообразно производить ввод продуктов сгорания в воздухопроводы перед горелками.

Расчеты показывают возможность снижения эмиссии NO_x на $23 \div 30$ % при кратности рециркуляции $R = 1,1$; на $39 \div 50$ % – при $R = 1,2$; на $50 \div 63$ % – при $R = 1,3$; при $R = 1,5$ эмиссия NO_x может быть снижена в $3 \div 4$ раза [4]. Отечественный и зарубежный опыт подтверждает высокую эффективность этого способа для снижения уровня вредных выбросов из тепловых агрегатов: даже при работе с коэффициентами рециркуляции от 20 до 30 % удастся снизить выход оксидов азота на 50 – 60 % [5 – 7].

С технической точки зрения организация рециркуляции продуктов сгорания обычно не вызывает затруднений, не требует серьезных капитальных вложений и эксплуатационных затрат, что немаловажно в условиях сложной экономической ситуации в стране.

Постановка задачи

Одной из проблем, связанных с реализацией рециркуляции дымовых газов на тепловых агрегатах, является обеспечение устойчивости режимов работы горелок. Подача вместе с воздухом рециркулята в зону горения ведет к увеличению количества инертных компонентов во фронте пламени и усилению теплоотвода от него. Это затрудняет процесс горения, может привести к нарушению устойчивости факела и затуханию пламени, а при значительном содержании балласта возможно образование невоспламеняемых смесей [8, 9].

Устойчивость факела определяется соотношением между скоростью распространения пламени и скоростью поступления газоздушной смеси к месту ее горения. В стационарном режиме устанавливается динамическое равновесие между стремлением пламени продвигаться навстречу движению горючей смеси и стремлением потока отодвинуть пламя от устья горелки (рис. 1).

Устойчивой частью фронта пламени является его нижняя часть. В этом месте он развернут по горизонтали и приподнят над кромкой канала на толщину фронта пламени за счет расширения вытекающей смеси и тормозящего действия стенки канала [10]. Здесь происходит полная компенсация скорости газовоздушного потока ω скоростью распространения пламени U . На всех остальных участках скорость распространения пламени компенсируется нормальной составляющей скорости потока $\omega \cdot \cos \varphi$. Касательная составляющая $\omega \cdot \sin \varphi$ ничем не компенсируется, поэтому элементарный кольцевой слой горячей смеси смещается вдоль поверхности конуса горения в направлении к его вершине, а ему на смену снизу приходит соседний элементарный горящий слой.

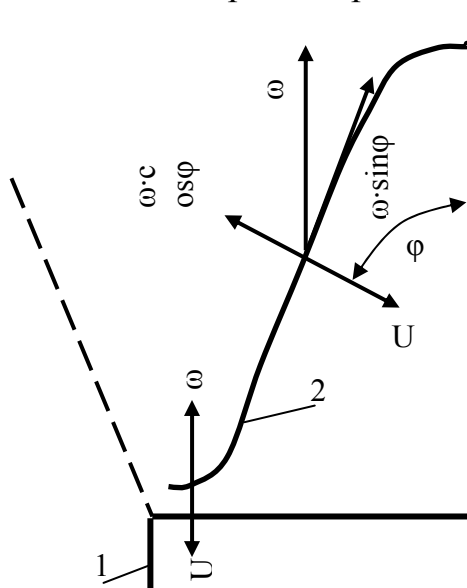


Рис. 1. Схема фронта пламени газовоздушной смеси:
1 – канал истечения смеси; 2 – фронт пламени

Если скорость истечения смеси превышает скорость распространения пламени, ширина зажигающего пояска уменьшается, пока не станет ничтожно малой. В этом случае устойчивость фронта пламени нарушается, происходит срыв пламени с горелки и его погасание. Через погасшую горелку продолжает поступать газ, в рабочем объеме накапливается газовоздушная смесь, что может привести к взрыву, разрушению конструкции агрегата, другим тяжелым последствиям.

Обычно это происходит при розжиге или выключении горелок, а во время работы - из-за повышения давления газа выше допустимого, резкого увеличения подачи воздуха или работы горелки в запредельных относительно паспортных режимах.

Если скорость распространения пламени в кольцевой пристенной области превысит скорость истечения газовоздушной смеси, наблюдается проскок пламени: пламя втягивается внутрь горелки, происходит

горение смеси внутри нее, вызывая деформацию корпуса от перегрева и выход из строя горелки. Иногда проскок сопровождается небольшим хлопком, пламя гаснет и через неработающую горелку происходит загазовывание рабочего объема и газоходов.

Проскок пламени чаще всего происходит при неправильном зажигании и выключении горелки, а также при быстром снижении ее производительности. Явление проскока наблюдается только у горелок предварительного смешения, а отрыв пламени - и у других типов горелок.

Обеспечение стабильного горения газа является важнейшим условием безопасной эксплуатации агрегата. Ширина диапазона между областью проскока и отрыва пламени определяет пределы регулирования нагрузки горелки. Выбор недостаточно обоснованных режимных параметров сжигания, не учитывающих указанных особенностей процесса горения в среде рециркулята, может создать трудности в обеспечении работоспособности агрегатов и поставить под сомнение целесообразность рециркуляции.

Поэтому задача определения границ стабилизации пламени при сжигании газового топлива в рециркуляте, решаемая в данной работе, представляет существенный теоретический и практический интерес.

Результаты работы

Разработанные к настоящему времени теоретические модели устойчивости горения находятся лишь в качественном согласии с опытными данными и применение их на практике проблематично [11, 12]. Учитывая сложность и многообразие процессов стабилизации пламени в горелках различной конструкции наиболее рациональным представляется получение критериальных зависимостей на основе экспериментальных данных.

Исследования проводились на кольцевой печи нагревательной печи Ø 30 м колесопрокатного цеха ОАО «Интерпайп НТЗ». Печь для нагрева заготовок до 625 ± 25 °С и их изотермической выдержки имеет 5 зон с регулируемой подачей природного газа и методическую. Для повышения эффективности тепловой работы печь была оснащена системой внешней рециркуляции продуктов сгорания. Отработанные дымовые газы с температурой $200 \div 250$ °С отбираются из борова вентилятором ВМ-15, на входе которого разбавляются подогретым до $70 \div 80$ °С в рекуператоре воздухом до температуры термической стойкости вентилятора $200 \div 210$ °С. Подача рециркулята производится в существующий воздушный коллектор печи, отключенный заглушкой от рекуператора.

Опыты проводились на 1-й и 3-й по ходу дыма зонах печи, оснащенных газомазутными горелками с диаметром газового сопла

50 × 46 и 52 × 46 мм соответственно. Для гарантированного дожигания газов при кратковременных срывах факела в период экспериментов в 4-й зоне поддерживалась температура 800 ÷ 820 °С и коэффициент расхода воздуха 1,2 ÷ 1,3. При оценке форсировочной способности горелок после их розжига постепенно повышали расход газа и рециркулята в заданном соотношении и определяли расход газа в момент срыва факела, который фиксировался визуально через гляделки. Граничные параметры режима сжигания оценивались при стабилизации расхода газа в рабочем диапазоне и постепенном повышении расхода рециркулята до срыва факела.

В предварительном эксперименте была установлена нормальность распределения опытных данных и необходимость четырехкратного повторения опытов для обеспечения ошибки не более 5 %. На основной стадии проведено 36 испытаний по оценке предельных форсировок горелок и 24 – по определению их срывных характеристик при рабочих расходах газа. Температура рециркулята при этом составляла 140 ÷ 200 °С, содержания кислорода в нем 15,4 ÷ 19,6 %.

При формировании модели устойчивости горения априори принималось наличие связи скорости истечения ω при срыве факела с нормальной скоростью распространения пламени U и коэффициентом расхода рециркулята α . Эти величины рассчитывались по формулам:

$$\omega = \frac{4q}{3600 \cdot \pi(d^2 - d_1^2)}; \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{V}{q \cdot L_0}; \quad (2)$$

$$U = \frac{\sum_{i=1}^n P_i U_i}{\sum_{i=1}^n P_i} (1 - 0,01N_2 - 0,012CO_2) \left(\frac{T}{293} \right)^{1,75}, \quad (3)$$

где q и V – часовой расход газа и рециркулята в момент срыва факела; d и d_1 – наружный и внутренний диаметр газового сопла горелки; L_0 – теоретический расход воздуха для сжигания 1 м³ газа; P_i и U_i – содержание простых смесей в сложной и нормальная скорость распространения пламени в простых смесях; T , N_2 , CO_2 – соответственно абсолютная температура стехиометрической смеси газа и рециркулята, % азота и углекислоты в ней.

В качестве характерного размера принято значение наружного диаметра газового сопла горелки d , т.к. при диффузионном сжигании стабильность пламени определяется зоной по периферии газовой струи у выхода из сопла, где топливо реагирует с окислителем в соот-

ношении, близком к стехиометрическому. Для оценки коэффициента температуропроводности стехиометрической смеси газа и рециркулянта α использовались справочные данные.

Аппроксимация экспериментальных данных (рис. 2) выполнялась с помощью зависимости критерия Пекле для скорости срыва факела $Re_\omega = \omega \cdot d / \alpha$ от критерия Пекле для нормальной скорости распространения пламени $Re_U = U \cdot d / \alpha$ и коэффициента расхода рециркулянта α в виде:

$$Re_\omega = b_0 \cdot Re_U^{b_1} \cdot \alpha^{b_2}. \quad (4)$$

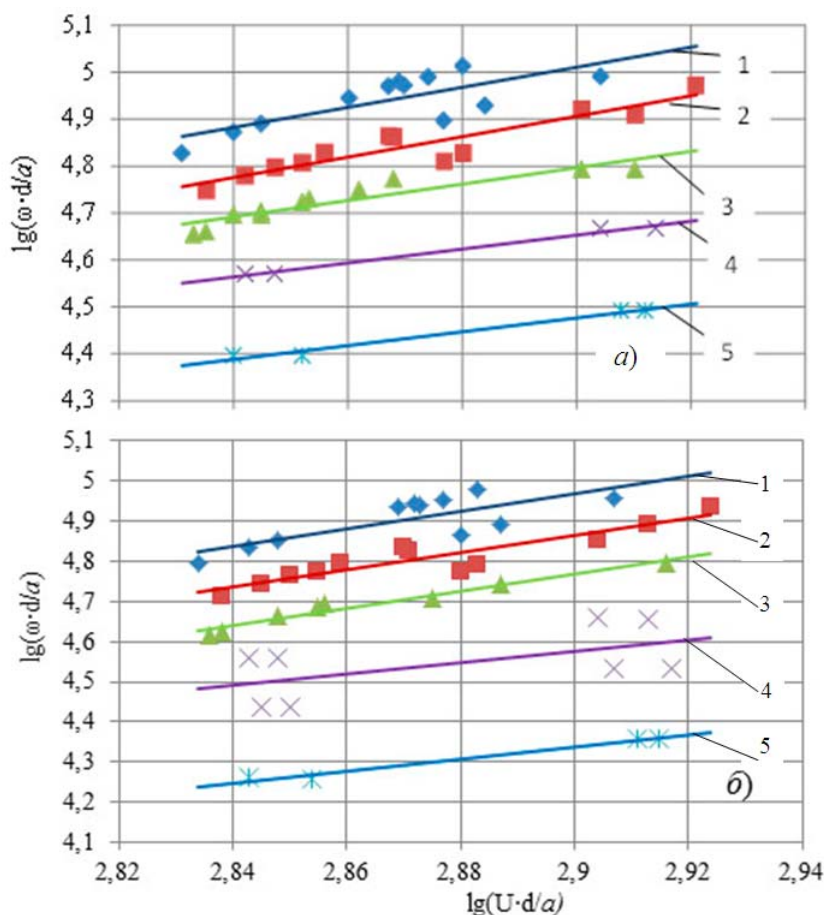


Рис. 2. Обработка экспериментальных данных по срыву пламени для получения модели $Re_\omega = f(Re_U; \alpha)$.

Экспериментальные данные:

- ◆ – $\alpha = 1,1 \div 1,25$; ■ – $\alpha = 1,25 \div 1,4$; ▲ – $\alpha = 1,4 \div 1,55$;
 ✕ – $\alpha = 1,55 \div 2,05$; ✱ – $\alpha = 2,05 \div 2,45$.

Расчетные линии регрессии:

- 1 – $\alpha = 1,1 \div 1,25$; 2 – $\alpha = 1,25 \div 1,4$; 3 – $\alpha = 1,4 \div 1,55$;
 4 – $\alpha = 1,55 \div 2,05$; 5 – $\alpha = 2,05 \div 2,45$

а) горелки с $d = 52$ мм; б) горелки с $d = 50$ мм

Полученные при обработке коэффициенты модели $b_0 = 0,177$; $b_1 = 2,02$; $b_2 = -2$ являются значимыми, т.к. расчетные величины t – критерия для них почти на порядок превышают табличное значение $t_r = 1,988$ с доверительной вероятностью 95 %. Дисперсия адекватности $S_{ад} = 1,817$ существенно меньше ошибки опыта $S_0 = 4,406$, т.е. модель адекватна.

Выводы

Оценка влияния физико-химических свойств реагентов, газодинамических и конструктивных параметров горелки на устойчивость диффузионного пламени при сжигании газового топлива в рециркуляте по разработанной критериальной модели позволяет получить надежные результаты и использовать их на практике при выборе режимных параметров горения, обеспечивающих безопасную эксплуатацию теплового агрегата.

Список литературы

1. Губинский В.И. Теория пламенных печей / В. И. Губинский, Лу Чжун-У. – М. : Машиностроение, 1995. – 256 с.
2. Щукин А. А. Экономия топлива в черной металлургии / А. А. Щукин. – М. : Металлургия, 1973. – 272 с.
3. Грес Л. П. Энергоэффективность и защита окружающей среды : Монография / Л. П. Грес, А. О. Еремин, С. А. Карпенко, Е. А. Каракаш / Под общей ред. д.т.н., проф. Л. П. Греса. – Д. : Пороги, 2015. – 392 с.
4. Бобылев В. П. Оценка влияния на эмиссию оксидов азота режима сжигания и рециркуляции дымовых газов / В. П. Бобылев, И. И. Иванов. – Металлургическая и горнорудная промышленность. – № 1, 2015. – С. 147–150.
5. Эфендиев Т. Е. Исследование различных методов борьбы с выбросами оксидов азота парогенераторами / Т. Е. Эфендиев, В. А. Крутиев, Ю. П. Енякин // Теория и практика сжигания газа. – Л. : Недра, 1995. – 396 с.
6. Frederick N. Induced Flue Gas Recirculation for NO_x Control : Application on Boilers and Process Heaters / Frederick N., Agrawal R. K., Wood P. E., Wood S. C. // Energy Texas Industries press. – Report 03 ETEC. – 2004. – 24 p.
7. Кобзарь С. Г. Снижение выбросов оксидов азота в газовых котлах методом рециркуляции дымовых газов / С. Г. Кобзарь, А. А. Халатов / Промышленная теплотехника. – 2009, т. 31. – № 4. – С. 5–11.

8. Корольченко А. Я. Процессы горения и взрыва/ А. Я. Корольченко. – М. : Пожнаука, 2007. – 266 с.
9. Расчетная модель пределов воспламенения топлива/ Губинский В. И., Иванов И. И., Ересковский О. С., Яременко В. Д. – Известия ВУЗов. ЧМ. – № 1, 1983. – С. 143–147.
10. Крайнов А. Ю. Влияние скорости подачи газа на устойчивость горения метановоздушной смеси в щелевой горелке с внутренней вставкой / А. Ю. Крайнов, К. М. Моисеева // Вестник Томского гос. ун-та. – 2015, № 1. – С. 63 – 71.
11. Зельдович Я. Б. Математическая теория горения и взрыва / Я. Б. Зельдович, Г. И. Баренблатт, В. Б. Либрович, Г. М. Махвиладзе. – М. : Наука, 1980. – 478 с.
12. Мунц В. А. Основы теории горения топлив : Учебное пособие / В. А. Мунц, Е. Ю. Павлюк. – Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2005. - 102 с.

Рукопись поступила 28.09.2015 г.

УДК 621.635

Ильин С.В. – к.т.н., доцент, Запорожская государственная инженерная академия

К РАСЧЕТУ УЛИТОЧНОГО ДИФфуЗОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ДЛЯ ПРИВОДА АГРЕГАТОВ

Среди разнообразнейших устройств, созданных для перекачивания жидкостей, наиболее практичным оказался центробежный насос: принцип работы этого агрегата обеспечивает сочетание высокой производительности и хорошего напора, но при этом позволяет сделать конструкцию предельно простой. Одним из элементов рабочей части центробежного насоса является корпус (улитка), которая в значительной мере определяет параметры работы центробежной машины. Таким образом, на этапе проектирования такой гидравлической машины, особое внимание уделяется геометрическим характеристикам улиточного диффузора насоса. В статье представлен новый подход к порядку расчета центробежного насоса, выведены зависимости между параметрами колеса машины и размерами улитки.

Ключевые слова: центробежный насос; улиточный диффузор; рабочее колесо; угол крутки.

Анализ публикаций, связанных с решением вопроса расчета улиточного диффузора центробежного насоса

В современной технике широко распространение получили центробежные машины.

Насосостроение, как и строение других центробежных машин, относится к сложной и весьма ответственной области машиностроения, которая характеризуется большим разнообразием типов насосов (машин).

Поэтому одной из основных задач является максимальная унификация и типизация насосов, что может быть достигнуто путём использования и дальнейшего развития методов подобия применительно к этой отрасли техники.

Решение вопроса по определению зависимости между размерами улитки и её режимными параметрами выполнены с использованием основных теоретических положений, изложенных в работах [1, 2, 3].

Известно, что крутка потока на выходе из циклонно-вихревых устройств определяется геометрическим комплексом устройства [1]

или его геометрической характеристики [2]. Безлопаточный улиточный отвод потока от рабочего колеса центробежной машины можно отнести к циклонно-вихревому устройству, поэтому, разработанный в [3] метод их расчёта применим и к расчёту течений в улитке центробежной машины.

Постановка задачи исследования

Зависимость между углом крутки, реализуемым улиткой, и её геометрическими размерами определяется из решения уравнений неразрывности и момента количества движения. В соответствие с обозначениями (рис 1), эти уравнения на входе в улитку 3-3 и на выходе из неё (в «горле») 0-0 имеют следующие выражение:

- уравнение неразрывности:

$$\int_0^{2\pi} \rho_3 C_3 \sin \alpha_3 v R_3 d\varphi = \int_{r_3}^{r_4} \rho_0 C_0 dr v_0 ; \quad (1)$$

- уравнение момента количества движения:

$$\varepsilon \int_0^{2\pi} \rho_3 C_3^2 \sin \alpha_3 v R_3^2 d\varphi = \int_{r_3}^{r_4} \rho_0 C_0^2 v r dr . \quad (2)$$

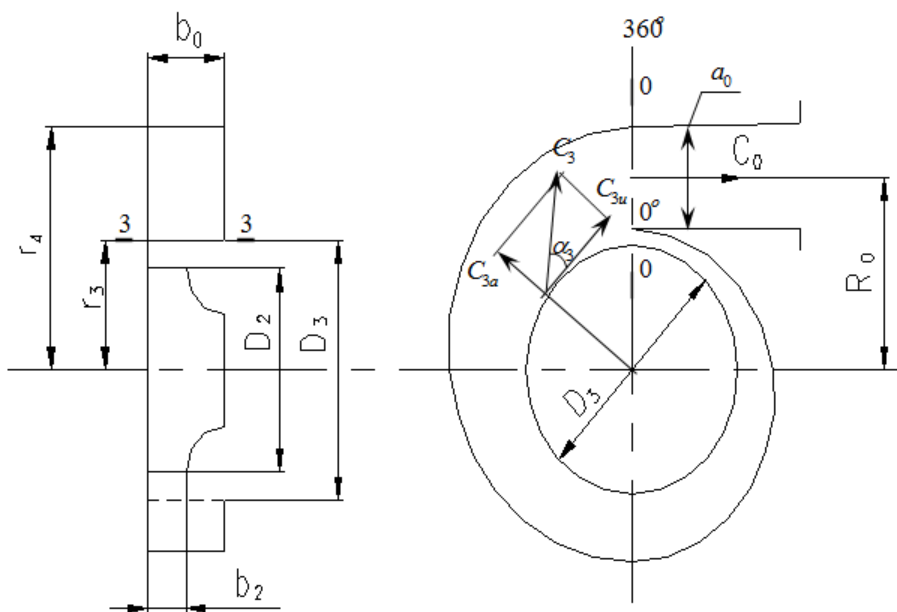


Рис. 1. Расчетная схема улитки

Интегрирование уравнений (1) и (2) при условии постоянства расходной скорости на входе в улитку и на выходе из неё ($C_3 \sin \alpha_3 = const$), ($C_0 = const$); постоянства циркуляции

$(C_u r) = const$, $(C_3 \cos \alpha_3 = const)$ и для «горла» улитки прямоугольного сечения ($\vartheta = const$) приводит к следующим результатам:

- уравнение неразрывности:

$$\rho_3 C_3 \sin \alpha_3 \vartheta R_3 (2\pi - 0) = \rho_0 C_0 \vartheta_0 (r_4 - r_3),$$

где $\sum f = \vartheta_0 (r_4 - r_3)$, тогда

$$2\pi \rho_3 C_3 \sin \alpha_3 \vartheta R_3 = \rho_0 C_0 \sum f; \quad (3)$$

- уравнение момента количества движения:

$$\varepsilon \rho_3 C_3^2 \sin \alpha_3 \vartheta R_3^2 (2\pi - 0) = \rho_0 C_0^2 R_0 \vartheta_0 (r_4 - r_3),$$

$$\sum f = \vartheta_0 (r_4 - r_3),$$

$$2\pi \varepsilon \rho_3 C_3^2 \sin \alpha_3 \cos \alpha_3 \vartheta R_3^2 = \rho_0 C_0^2 R_0 \sum f, \quad (4)$$

где ε - коэффициент уменьшения момента количества движения между сечениями 3-3 и 0-0; $\sum f = a_0 \vartheta_0$ - площадь «горла» улитки; ρ_3 и ρ_0 - плотность рабочего тела на входе в улитку (сечение 3-3) и на выходе из неё (сечение 0-0).

- уравнение (4) преобразуется к виду:

- для единичной массы:

$$\varepsilon C_3 \cos \alpha_3 R_3 = C_0 R_0.$$

Разделив (3) на (5), получим зависимость между углом крутки α_3 , формируемым улиткой, и её геометрическими размерами в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{2\pi \rho_3 C_3 \sin \alpha_3 \vartheta R_3}{\varepsilon C_3 \cos \alpha_3 R_3} &= \frac{\rho_0 C_0 \sum f}{C_0 R_0}, \\ \operatorname{tg} \alpha_3 \frac{2\pi \rho_3 \vartheta}{\varepsilon} &= \frac{\rho_0 \sum f}{R_0}, \\ \operatorname{tg} \alpha_3 &= \frac{\rho_0 \sum f}{R_0} \frac{\varepsilon}{2\pi \rho_3 \vartheta}, \\ \operatorname{tg} \alpha_3 &= \frac{\sum f}{\pi R_0 \vartheta} \frac{\varepsilon \rho_0}{2\rho_3}. \end{aligned} \quad (5)$$

Вывод аналитической зависимости

по расчёту степени радиальности улитки и зависимости между параметрами колеса машины и размерами улитки

Геометрическая характеристика улитки, обеспечивающая заданный угол крутки, обеспечивается и определяется из (5) по следующей зависимости:

$$\frac{\sum f}{R_0 \vartheta} = 2\pi \operatorname{tg} \alpha_3 \frac{1}{\varepsilon} \frac{\rho_3}{\rho_0}. \quad (6)$$

Исходя из конструктивных соображений высота «горла» улитки определяется:

$$a_0 = 2(R_0 - R_3) = 2R_3 \left(\frac{R_0}{R_3} - 1 \right). \quad (7)$$

Тогда площадь «горла» в зависимости (6) определяется:

$$\Sigma f = a_0 \vartheta_0 = 2(R_0 - R_3) \vartheta_0.$$

Заменяя в (6) Σf на его значение, получим следующее выражение, определяющее степень радиальности улитки:

$$\begin{aligned} \frac{2(R_0 - R_3) \vartheta_0}{R_0 \vartheta_3} &= 2\pi g \alpha_3 \frac{1}{\varepsilon} \frac{\rho_3}{\rho_0}, \\ \left(1 - \frac{R_3}{R_0}\right) \frac{\vartheta_0}{\vartheta_3} &= \pi g \alpha_3 \frac{1}{\varepsilon} \frac{\rho_3}{\rho_0}, \\ 1 - \frac{R_3}{R_0} &= \pi g \alpha_3 \frac{1}{\varepsilon} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{\vartheta_3}{\vartheta_0}, \\ \frac{R_3}{R_0} &= 1 - \pi g \alpha_3 \frac{1}{\varepsilon} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{\vartheta_3}{\vartheta_0}, \\ \frac{R_0}{R_3} &= \frac{1}{1 - \pi g \alpha_3 \frac{1}{\varepsilon} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{\vartheta_3}{\vartheta_0}}. \end{aligned} \quad (8)$$

При известном отношении $\frac{R_0}{R_3}$ скорость в «горле» улитки определяется из совместного решения (5) и (6) по следующей зависимости:

$$\frac{C_0}{C_3} = \left(1 - \pi g \alpha_3 \frac{\vartheta_3}{\vartheta_0} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon}\right) \cos \alpha_3 \varepsilon. \quad (9)$$

Из (9) следует, что скорость в «горле» улитки определяется абсолютной скоростью на входе в улитку, углом крутки, соотношением ширины «горла» и кольцевого сечения улитки, потерями момента количества движения и изменением плотности рабочего тела от входа в улитку до выхода из неё.

Для определения размеров «горла» улитки заменив в (7) $\frac{R_0}{R_3}$ на его значение из (8):

$$a_0 = 2R_3 \left(\frac{1}{1 - \pi g \alpha_3 \frac{\vartheta_3}{\vartheta_0} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon}} - 1 \right),$$

$$a_0 = 2R_3 \frac{\pi g \alpha_3 \frac{\epsilon_3}{\epsilon_0} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{1}{\epsilon}}{1 - \pi g \alpha_3 \frac{\epsilon_3}{\epsilon_0} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{1}{\epsilon}}. \quad (10)$$

Ширину «горла» улитки определим исходя из уравнения массового расхода, в результате получим:

$$\epsilon_0 = \frac{G_0}{\rho_0 C_0 a_0}. \quad (11)$$

Заменив в (11) C_0 и a_0 из (9) и (10) получим:

$$\epsilon_0 = \frac{G_0}{\rho_0 C_3 (1 - \pi g \alpha_3 \frac{\epsilon_3}{\epsilon_0} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{1}{\epsilon}) \cos \alpha_3 \epsilon \cdot 2R_3 \frac{\pi g \alpha_3 \frac{\epsilon_3}{\epsilon_0} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{1}{\epsilon}}{1 - \pi g \alpha_3 \frac{\epsilon_3}{\epsilon_0} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{1}{\epsilon}}},$$

$$\epsilon_0 = \frac{G_0}{2\pi g \alpha_3 \frac{\epsilon_3}{\epsilon_0} \frac{\rho_3}{\rho_0} \frac{1}{\epsilon} C_3 \cos \alpha_3 R_3 \rho_0 \epsilon}. \quad (12)$$

Для обеспечения безударного входа потока в улитку её параметры должны быть увязаны с параметрами рабочего колеса машины, в соответствие с этим имеем

$$R_3 = R_2 (1 + \frac{\Delta R}{R_2}), \quad (13)$$

где ΔR - радиальный зазор между наружным диаметром колеса и диаметром кольцевого выхода в улитку.

Угол крутки α_3 , формируемый улиткой, выразим через угол крутки α_2 на выходе из колеса, решив уравнение сплошности и момента количества движения, написанных для сечений на выходе из колеса (по диаметру D_2) и на входе в улитку (по диаметру D_3):

- уравнение неразрывности

$$2\pi R_2 \epsilon_2 C_2 \sin \alpha_2 \rho_2 = 2\pi R_3 \epsilon_3 C_3 \sin \alpha_3 \rho_3; \quad (14)$$

- уравнение момента количества движения

$$\epsilon' C_2 \cos \alpha_2 R_2 = C_3 \cos \alpha_3 R_3. \quad (15)$$

Откуда

$$C_3 = \epsilon' C_2 \frac{R_2 \cos \alpha_2}{R_3 \cos \alpha_3}, \quad (16)$$

где ε' - коэффициент уменьшения момента количества движения при переходе потока от сечения с диаметром D_2 до сечения с диаметром D_3 .

После замены c_3 в (14) на c_3 из (16) и сокращения получим:

$$\begin{aligned} 2\pi R_2 v_2 C_2 \sin \alpha_2 \rho_2 &= 2\pi R_3 v_3 \varepsilon' C_2 \frac{R_2 \cos \alpha_2}{R_3 \cos \alpha_3} \sin \alpha_3 \rho_3; \\ v_2 C_2 \sin \alpha_2 \rho_2 &= v_3 \varepsilon' C_2 \operatorname{tg} \alpha_3 \cos \alpha_2 \rho_3; \\ v_2 \rho_2 \operatorname{tg} \alpha_2 &= \varepsilon' v_3 \operatorname{tg} \alpha_3 \rho_3; \\ \operatorname{tg} \alpha_3 &= \operatorname{tg} \alpha_2 \frac{v_2}{v_3} \frac{1}{\varepsilon} \frac{\rho_2}{\rho_3}. \end{aligned} \quad (16a)$$

В соответствии с (15) имеем:

$$\begin{aligned} C_3 \cos \alpha_3 R_3 &= \varepsilon' C_2 R_2 \cos \alpha_2, \\ C_3 \cos \alpha_3 R_3 &= \varepsilon' \frac{gHt}{\omega} = \varepsilon' \frac{gHt30}{\pi n}, \end{aligned} \quad (17)$$

где $\frac{gHt30}{\pi n} = K$ – константы циркуляции.

С учётом (13, 16, 17) уравнения (8, 9, 10, 12) превращаются в зависимости, определяющие связь между размерами улитки и параметрами рабочего колеса машины:

- степень радиальности улитки

$$\frac{R_0}{R_3} = \frac{1}{1 - \pi \operatorname{tg} \alpha_2 \frac{v_2}{v_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'}}; \quad (18)$$

- высота “горла” улитки

$$a_0 = 2R_2 \left(1 + \frac{\Delta R}{R_2} \right) \frac{\pi \operatorname{tg} \alpha_2 \frac{v_2}{v_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'}}{1 - \pi \operatorname{tg} \alpha_2 \frac{v_2}{v_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'}}; \quad (19)$$

- ширина “горла” улитки

$$v_0 = \frac{G_0}{\pi \operatorname{tg} \alpha_2 \frac{v_2}{v_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'} \varepsilon' \frac{30gH_t}{\pi n} \rho_0 \varepsilon}; \quad (20)$$

- оптимальная скорость в «горле» улитки

$$(C_0)_{opt} = (1 - \pi \operatorname{tg} \alpha_2 \frac{v_2}{v_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'}) \varepsilon \varepsilon' C_2 \frac{R_2}{R_3} \cos \alpha_2. \quad (21)$$

Из уравнений (18, 19, 20, 21), с учётом (13), следует, что размеры улитки зависят не только от напора, расхода, оборотов, угла α_2 , но

определяются также потерями момента количества движения и радиальным зазором, а также соотношением высоты лопатки колеса e_2 к ширине «горла» улитке e_0 .

У центробежных машин для привода агрегатов с улитками прямоугольного сечения, сечение «горла» выполняется квадратным и тогда $a_0 = e_0$. Для таких улиток приравнивание (19) и (20) определяет соотношение $\frac{e_2}{e_0}$ в следующем виде:

$$\begin{aligned} 2R_3 \frac{\pi g \alpha_2 \frac{e_2}{e_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'}}{1 - \pi g \alpha_2 \frac{e_2}{e_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'}} &= \frac{G_0}{2\pi g \alpha_2 \frac{e_2}{e_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'} \varepsilon' \frac{30gH_t}{\pi} \rho_0 \varepsilon}, \\ \frac{R_3}{1 - \pi g \alpha_2 \frac{e_2}{e_0} \frac{\rho_2}{\rho_0} \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'}} &= \frac{G_0 \pi}{30gH_t \varepsilon \varepsilon'}, \\ \frac{e_2}{e_0} &= \frac{\sqrt{G_0^2 + 16G_0 k R_3 \varepsilon \varepsilon'} - G_0}{8\pi g \alpha_2 \frac{\rho_2}{\rho_0} k \rho_0}. \end{aligned} \quad (22)$$

Разделив числитель и знаменатель (22) на плотность рабочего тела в «горле» ρ_0 получим:

$$\frac{e_2}{e_0} = \frac{\sqrt{Q_0^2 + 16Q_0 k R_3 \varepsilon \varepsilon'} - Q_0}{8\pi g \alpha_2 \frac{\rho_2}{\rho_0} k \rho_0}, \quad (23)$$

где Q_0 - объёмный расход через «горло» улитки.

Центробежные насосы стараются выполнить так, чтобы ширина выходного сечения колеса соответствовала ширине «горла» улитки и тогда при $e_2 = e_0$ из (23) получим выражение, определяющие угол крутки за колесом насоса в следующем виде:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\sqrt{Q_0^2 + 16Q_0 k R_3 \varepsilon \varepsilon'} - Q_0}{8\pi k R_3}. \quad (24)$$

Для заданных напора и расхода угол крутки α_2 однозначно определяется оборотами колеса насоса, т.к. в (24) $k = \frac{30gH_t}{\pi}$, и при фиксированных оборотах однозначно определится также угол установки лопаток на выходе из рабочего колеса насоса.

Из треугольника скоростей на выходе из колеса в соответствие с (рис. 2) имеем:

$$\begin{aligned}
C_{2u} &= C_{2r} \operatorname{ctg} \alpha_2; \\
U_2 - C_{2u} &= C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2; \\
U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \alpha_2 &= C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2; \\
\operatorname{ctg} \beta_2 &= \frac{U_2}{C_{2r}} - \operatorname{ctg} \alpha_2.
\end{aligned} \tag{25}$$

Т.к. $H_t = \frac{C_{2u} U_2 - C_{1u} U_2}{g}$, то при $C_{1u} = 0$ имеем:

$$U_2 = \frac{g H_t}{C_{2u}} = \frac{g H_t}{C_{2r} \operatorname{ctg} \alpha_2}. \tag{26}$$

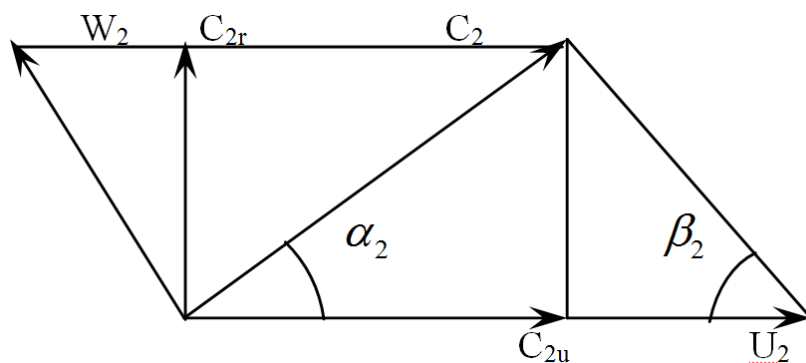


Рис. 2. Треугольник скоростей на выходе из колеса центробежной машины

Заменив в (25) U_2 не его значение из (26) получим:

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{g H_t}{C_{2r}^2 \operatorname{ctg} \alpha_2} - \operatorname{ctg} \alpha_2,$$

откуда

$$\beta_2 = \operatorname{arccctg} \left(\frac{g H_t}{C_{2r}^2 \operatorname{ctg} \alpha_2} - \operatorname{ctg} \alpha_2 \right), \tag{27}$$

где C_{2r} - среднерасходная скорость на выходе из рабочего колеса насоса

$$C_{2r} = C_{1r} = C_{\text{ex}}.$$

Выводы

Если в настоящее время расчёт насоса выполняется начиная с расчёта рабочего колеса, задаваясь при этом произвольно углом установки лопаток на выходе из колеса β_2 , то, исходя из изложенного, расчёт следует начинать с расчёта улитки, а затем рассчитывать колесо.

При этом C_{2r} рассчитывается как принято в работах [4,5,6], а далее определяется:

- окружная скорость на выходе из колеса

$$U_2 = C_{2r} (ctg\beta_2 + ctg\alpha_2),$$

где $\alpha_2 = arctg\alpha_3$;

- наружный диаметр колеса

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n};$$

- ширина колеса на наружном диаметре

$$e_2 = \frac{Q}{\pi D_2 C_{2r}};$$

- размеры «горла» улитки

$$a_0 = e_0 - e_2;$$

- плечо закручивания

$$R_0 = \frac{R_2(1 + \frac{\Delta R}{R_2})}{1 - \pi g \alpha_2 \frac{1}{\varepsilon \varepsilon'}};$$

- диаметр входа в улитку

$$D_3 = D_2 + 2\Delta R.$$

Список литературы

1. Злобинский Б. М. Безопасность труда на производстве. Производственная санитария. Справочное пособие / Б. М. Злобинский. – М. : Металлург, 1968. – 688 с.
2. Котур В. И. Электрические измерения и электроизмерительные приборы : Учебник для техникумов / В. И. Котур. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 400 с.
3. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – М. : Машиностроение, 1966. – 364 с.
4. Абрамович Г. Н. Прикладная газодинамика / Г. Н. Абрамович. – М. : ГИТЛ, 1953. – 736 с.
5. Галимзянов Ф. Г. Вентиляторы. Атлас конструкций / Ф. Г. Галимзянов. – М. : Машиностроение, 1968. – 240 с.
6. Голубцов В. М. К расчёту угла крутки на выходе из вихревых газовых горелок / В. М. Голубцов // Газовая промышленность, № 9. – М. : ГОСТОПТЕХИЗДАТ, 1975. – С. 56-58.

Рукопись поступила 07.10.2015 г.

УДК 669.162

Каракаш Е.А. – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины

Меньков А.В. – генеральный директор, ООО «ГТМ-ЛТД»

Стец М.Ю. – главный инженер, ООО «ГТМ-ЛТД»

РАЗРАБОТКА МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ГАЗИФИКАЦИИ ТВЕРДОГО УГЛЕРОДСОДЕРЖАЩЕГО СЫРЬЯ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ УДЕЛЬНОГО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ И УМЕНЬШЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

В статье рассматриваются особенности технологии по переработке твердых материалов (в том числе бытовых и промышленных отходов), которые содержат соединения углерода и водорода. В работе приведено описание отдельных элементов конструкции предлагаемого газогенератора для повышения эффективности его работы и снижения удельного выхода вредных веществ.

Ключевые слова: газогенератор; вредные выбросы; углерод и водород.

Введение

Вопросы снижения удельного энергопотребления для производства энергоносителей из невозобновляемых источников в последнее время являются довольно актуальными. Энергетическая зависимость Украины от поставок органического топлива еще недавно составляла 60,7 %, при этом у стран ЕС – 51 % [1]. Уровень энергозависимости Украины является среднеевропейским, однако он одновекторный, прежде всего в отношении нефтепродуктов, природного газа и ядерного топлива.

В условиях, когда цена природного газа за последнее время повысилась в несколько раз, остро встает вопрос его экономии и перехода на использование альтернативных источников энергии.

Одним из решений по уменьшению потребления ископаемых энергоресурсов является увеличение доли вторичных материальных и энергетических ресурсов в общем балансе. Многие бытовые и промышленные отходы имеют в своем составе связанный углерод и водород, которые являются основными горючими компонентами практически во всех видах топлив. Однако эффективное использование вторичных ресурсов в Украине имеет очень ограниченный характер.

Основные конструктивные элементы модернизированной конструкции газогенератора

С целью повышения степени использования вторичных энергетических ресурсов была предложена модернизированная модель газогенератора для переработки твердых бытовых и промышленных отходов.

Газогенератор (рис. 1) для термической конверсии твердого топлива, состоящий из корпуса цилиндрической формы с внешней и внутренней обечайками. Система подачи окислителя (воздуха) включает патрубки расположенные в нижней части корпуса, при этом загрузка сырья производится сверху. Под главной шахтой находится пространство для сбора коксо-зольного остатка и колосниковая решетка. Основным отличием предлагаемой конструкции газогенератора от известных [2], является наличие дополнительного промежуточного простенка со специальным отверстием в нижней части, который расположен между внутренней и внешней основными цилиндрическими стенкам (обечайки). Причем расстояние между внутренней стенкой и дополнительной стенкой относится к расстоянию между внешней стенкой и дополнительной стенкой, как (1,9 ... 2,1) к 1. Кроме того, газогенератор имеет модернизированную систему подвода окислителя. Патрубки для подачи окислителя с диаметром $d = 0,23 \dots 0,27 D$, (где D – диаметр шахты загрузки сырья) расположены под углом 180° на горизонтальной развертке.

На рис. 1 изображены основные элементы конструкции модернизированного газогенератора: 1 – корпус; 2 – внутренняя основная цилиндрическая стенка; 3 – внешняя основная цилиндрическая стенка; 4 – дополнительная стенка; 5 – перепуск; 6 – золоулавливающая камера; 7 – верхняя крышка газогенератора; 8 – люк для загрузки сырья; 9 – растопочное устройство; 10 – крышка газогенератора; 11 – колосниковая решетка; 12 – левый патрубок для подачи окислителя; 13 – правый патрубок для подачи окислителя; 14 – разгрузка зольного остатка; 15 – газосборная камера; 16 – газовый выходной патрубок; 17 – емкость для сбора пыли.

Модернизированная конструкция газогенератора позволяет изменять скорость движения уходящих дымовых газов за счет различного сечения внутренних объемов межстенного пространства газогенератора, что влияет на конвективную составляющую плотности теплового потока и соответствующие температурные градиенты в горизонтальном сечении теплового агрегата. В результате выполнения трехслойной конструкции металлического кожуха с неравномерными газовыми объемами между металлическими стенками, тепловые потери

в окружающую среду будут уменьшены за счет перераспределения тепловых потоков между внутренним объемом и окружающей средой.

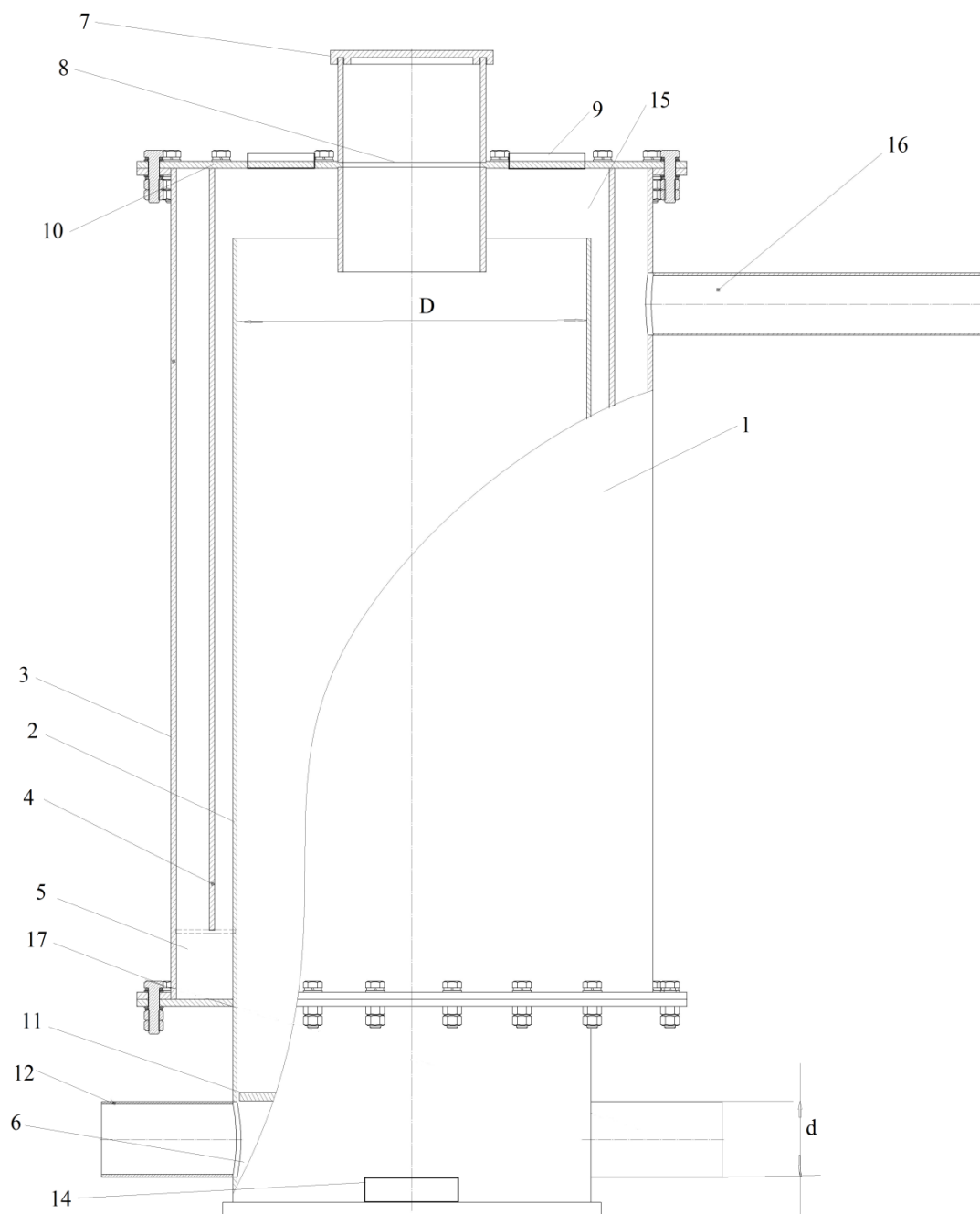


Рис. 1. Модернизированная конструкция газогенератора

Размещение в нижней части перетока между двумя внутренними объемами, позволяет использовать этот элемент конструкции как ловушку для твердых включений, содержащихся в генераторном газе. Такой элемент конструкции в отличие от многих образцов [3] выполняется разъемным и легко отделяемым от основного кожуха и имеет

углубление для накопления твердых частиц, которые выпадают из газового потока под действием гравитационных и инерционных сил. В процессе газификации температура топлива может достигать 800 – 1300 °С. При этом выбирается такой газодинамический режим, чтобы скорость витания отдельных микрочастиц была меньше чем средняя скорость газового потока при протекании через сечение. Основным требованием к генераторному газу, используемому в энергетическом оборудовании в качестве топлива, является минимизация посторонних примесей – смол и твердых частиц. В том числе, стандартом [4], разработанным в США, ограничены выбросы таких химических соединений как диоксины и родственные им фураны, попадание которых в окружающую среду является очень вредным для человека и природы.

Поэтому такой пылеуловитель может содержать дополнительные фильтры или поглотители для удаления отдельных вредных примесей содержащихся в генераторном газе. Съемная конструкция емкости по сбору пыли позволяет быстро и легко удалять накопленные в процессе работы твердые включения и заменять фильтрующие элементы.

Для проведения натурных испытаний был создан полупромышленный вариант модернизированного газогенератора на котором проводились физические эксперименты.



Рис. 2. Полупромышленный образец модернизированного газогенератора

Выводы

Предложена модернизированная конструкция газогенератора шахтного типа, обеспечивающая уменьшение количества вредных компонентов, содержащихся в полученном генераторном газе и улучшение экологических показателей для дальнейшего сжигания генераторного газа; повышение эффективности работы газогенератора за счет распределенного подвода окислителя и системы отвода генераторного газа, кроме того уменьшаются тепловые потери в окружающую среду.

Качественные результаты исследований газогенератора были получены путем физического моделирования на изготовленном полупромышленном образце.

Список литературы

1. Грановский В. К. Про першочергові та перспективні завдання в сфері енергозбереження / Грановский В. К., Харахулах В. С.// Экология и промышленность. – 2005. – № 4. – С. 4–8.
2. Патент на корисну модель Газогенератор UA 99716, кл. C10B 49/02 C10J 3/20. – Бюл. № 12 від 25.06.2015.
3. Патент RU 2299901C2, опублікованого 27.05.2007 у бюл. № 15, МПК-2006.01: C10B 47/04, C10J 3/20.
4. U.S. EPA. Locating and Estimating Air Emissions From Sources of Dioxins and Furans. EPA-454 / R-97-003. Research Triangle Park, North Carolina 27711, 1997.

Рукопись поступила 22.06.2015 г.

УДК 621.1

Литовченко Ю.К. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины

МИНИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ В ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ АППАРАТАХ

Показано, что для теплотехнических аппаратов циклического действия, в которых первичным энергоносителем следует топливо, предназначенных для нагревания материалов и изделий, коэффициент полезного действия, то есть доля теплоты горения топлива, которую усваивает материал, не может превзойти определенной величины. Коэффициент полезного действия стремится к этому предельному значению при неограниченном увеличении продолжительности процесса, производительность аппарата при этом стремится к нулю. Для топливных и электрических нагревательных аппаратов рассмотрены условия, при которых оптимальная длительность нагрева ограничена, а также условия, при которых энергозатраты не зависят от режима нагрева.

Ключевые слова: теплотехнические аппараты; топливные; электрические; предел; коэффициент полезного действия.

В задачах минимизации энергозатрат применительно к конкретным теплотехническим объектам, приходится учитывать ряд ограничений, отражающих специфику этих объектов — какой первичный энергоноситель будет использован для получения теплоты (обычно топливо или электроэнергия), требуемая производительность, ограничения по термической, химической, механической стойкости материалов и элементов конструкции, габаритные, экологические ограничения и прочее, и прочее. Критерием оптимальности служат энергозатраты на единицу или иную удельную величину произведенного продукта.

Если же речь идет не о конкретном объекте, а о группе объектов общего назначения, то возможна иная, обобщенная постановка задачи оптимизации, игнорирующая все возможные ограничения. При этом цель состоит в определении некоторого предельного режима, пусть и недостижимого реально, но такого, показатели которого не могут быть улучшены ни в каких реальных условиях. Примером такого подхода является знаменитая работа Карно.

В своей, тоже знаменитой, «Диалектике природы», Энгельс писал, что Карно «изучил паровую машину, проанализировал ее, нашел, что в ней основной процесс не выступает в чистом виде, а заслонен всякого рода побочными процессами, устранил эти безразличные для главного процесса побочные обстоятельства и сконструировал идеальную паровую машину (или газовую машину), которую, правда, так же нельзя осуществить, как, например, осуществить геометрическую линию или геометрическую плоскость, но которая оказывает по своему такие же услуги, как эти математические абстракции: она представляет рассматриваемый процесс в чистом, независимом, неискаженном виде» [1]. Говоря откровенно, восторг Энгельса не совсем понятен – ведь определенная абстракция является обычным, даже обязательным элементом всякой теоретической модели.

Впрочем, работа Карно слишком известна, нет нужды комментировать ее содержание. Отметим только, что, при максимальном КПД, механическая мощность машины, которая работала бы по режиму Карно, была бы равна нулю, так как длительность каждого из этапов цикла Карно бесконечна. Тепловые машины, предназначенные для преобразования тепловой энергии в механическую, являются предметом той части теплотехники, которую называют теплоэнергетикой. Реальные режимы работы тепловых машин изучает техническая термодинамика.

Оборудование, предназначенное не для преобразования тепловой энергии в иные формы, а для тепловой обработки материалов, при всем разнообразии применяемых для этой цели устройств, которые имеют разные, традиционно принятые названия, для сокращения письма обозначим одним словом «печи», – в толковых словарях термин «печь» трактуется именно как «устройство для тепловой обработки материалов и изделий». Именно о таких устройствах речь идет дальше. Первая цель – определить для этой группы теплотехнических объектов (печей) тот предельный режим работы, пусть и не реализуемый практически, показатели которого не могут быть улучшены в принципе, т.е. сделать для печей то, что Карно сделал для тепловых машин. Кроме того будут рассмотрены некоторые условно-оптимальные режимы работы печей, учитывающие влияние на оптимальный режим различных ограничений.

Будем различать топливные и электрические печи, а также печи циклического и непрерывного действия.

В пионерской работе [2] авторы, игнорируя «побочные обстоятельства», рассмотрели процесс нагрева материала в топливной циклически работающей печи «в чистом виде» и нашли режим нагрева, минимизирующий энергозатраты при следующих допущениях.

1. Печь оборудована идеальной футеровкой рабочего пространства, исключаящей тепловые потери через нее в окружающую среду и аккумуляцию теплоты в самой футеровке.

2. Газообразные продукты сгорания топлива (для сокращения записи – дым) «идеально перемешиваются», поэтому температура дыма $t_d(\tau)$ во всем занятом им объеме одинакова, но может изменяться с течением времени; иначе говоря, дым является термически тонким телом.

3. Нагреваемый в печи материал также считается термически тонким. Таким образом, температуры дыма $t_d(\tau)$ и материала $t_m(\tau)$, по принятой терминологии, являются «сосредоточенными параметрами».

4. Начальная и конечная температуры нагреваемого материала заданы, продолжительность нагрева обозначим τ_k :

$$t_m(0) = t_1; \quad t_m(\tau_k) = t_2.$$

Процесс нагрева должен быть монотонным, t_m непрерывно возрастает – ведь понижение t_m на некотором интервале нагрева неизбежно приведет к дополнительным энергозатратам, а изотермическая выдержка – лишь к дополнительным затратам времени. Поэтому в любой момент времени температура дыма может принимать значения не менее температуры материала в тот же момент и не более калориметрической температуры горения топлива $t_{\text{кал}}$. Продолжительность нагрева при постоянной, максимально возможной температуре дыма $t_d(\tau) = t_{\text{кал}} = \text{const}$, обозначим τ_{min} ; верхнего ограничения для продолжительности нагрева нет:

$$t_{\text{кал}} > t_d(\tau) > t_m(\tau); \quad (1)$$

$$\tau_k > \tau_{\text{min}}. \quad (2)$$

Оптимальный режим нагрева при заданной продолжительности τ_k может быть найден путем решения следующей несложной вариационной задачи [2, 3].

Критерий оптимальности:

$$Q(\tau_k) = \int_0^{\tau_k} M_{\text{общ}}(\tau) d\tau = \int_0^{\tau_k} \frac{M_{\text{раб}}(\tau)}{\eta(\tau)} d\tau = \int_0^{\tau_k} \frac{M_{\text{усв}}(\tau) + M_{\text{пот}}(\tau)}{\eta(\tau)} d\tau. \quad (3)$$

Здесь $Q(\tau_k)$ – энергозатраты на нагрев материала от $t_m(0) = t_1$ до $t_m(\tau_k) = t_2$;

$M_{\text{общ}}$ – общая тепловая мощность печи;

$M_{\text{раб}} = M_{\text{усв}} + M_{\text{пот}}$ – рабочая мощность; так как $M_{\text{пот}}$ принята равной нулю, $M_{\text{раб}} = M_{\text{усв}} = c \cdot m \cdot \frac{dt_m}{d\tau}$, где c, m – удельная теплоемкость

и масса нагреваемого материала считаются неизменными. Коэффициент использования топлива $\eta(\tau)$, пренебрегая зависимостью теплоемкости дыма от температуры, представим так:

$$\eta = \frac{t_{\text{кал}} - t_{\text{д}}}{t_{\text{кал}}}. \quad (4)$$

Уравнение теплообмена.

$M_{\text{усв}}$ зависит от $t_{\text{д}}$ и $t_{\text{м}}$, причем характер этой зависимости может быть различным – линейная, степенная и более сложная зависимость. В [2] принята линейная зависимость:

$$M_{\text{усв}} = \alpha \cdot F_{\text{м}} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{м}}) = c \cdot m \cdot \frac{dt_{\text{м}}}{d\tau}, \quad (5)$$

что упрощает решение задачи, но и результат решения будет не общим, а частным, только для линейного уравнения теплообмена.

Требуется найти оптимальные режимы $t_{\text{д}}^0(\tau); t_{\text{м}}^0(\tau)$, обеспечивающие минимум Q при заданной $\tau_{\text{к}}$. При этом следует иметь в виду ограничения (1); (2). Выражения (3); (4); (5) составляют математическую формулировку задачи.

Заметим, что выражение (3) является не функционалом, а оператором, оно устанавливает связь между одной функцией $Q(\tau_{\text{к}})$ и двумя другими $t_{\text{д}}(\tau)$ и $t_{\text{м}}(\tau)$. Когда найдем оптимальные режимы $t_{\text{д}}^0(\tau); t_{\text{м}}^0(\tau)$ для любого $\tau_{\text{к}} > \tau_{\text{мин}}$, для определения оптимальной продолжительности нагрева $\tau_{\text{к}}^0$, придется исследовать функцию $Q(\tau_{\text{к}})$ на экстремум.

Решать эту задачу можно разными способами. В [1] для решения использован метод акад. Понтрягина, так называемый «принцип максимума», в [2] решение получено с использованием неопределенной функции Лагранжа. Здесь применим третий способ, который считаем более наглядным.

Из (5) выразим $t_{\text{д}}(\tau)$ через температуру материала $t_{\text{м}}(\tau)$ и скорость ее изменения $\frac{dt_{\text{м}}}{d\tau} = t'_{\text{м}}$:

$$t_{\text{д}}(\tau) = t_{\text{м}}(\tau) + \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot F} \cdot t'_{\text{м}}. \quad (6)$$

Тогда $\eta(\tau)$ и $Q(\tau_{\text{к}})$ будут:

$$\eta(\tau) = \frac{t_{\text{кал}} - t_{\text{м}}(\tau) - \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot F} \cdot t'_{\text{м}}}{t_{\text{кал}}}; \quad (7)$$

$$Q(\tau_{\text{к}}) = c \cdot m \cdot t_{\text{кал}} \cdot \int_0^{\tau_{\text{к}}} \frac{t'_{\text{м}}(\tau)}{t_{\text{кал}} - t_{\text{м}}(\tau) - \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot F} \cdot t'_{\text{м}}(\tau)} d\tau. \quad (8)$$

В (8) подынтегральная функция не зависит явно от времени, поэтому уравнение Эйлера для (8) имеет первый интеграл:

$$F(t_M, t'_M) - t'_M \cdot \frac{\partial F(t_M, t'_M)}{\partial t'_M} = \text{const}, \quad (9)$$

где $F(t_M, t'_M)$ – подынтегральная функция в (8).

Согласно (8) и (9) получим:

$$\frac{-\frac{c \cdot m}{\alpha \cdot F} \cdot t_M'^2}{\left(t_{\text{кал}} - t_M - \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot F} \cdot t'_M\right)^2} = -A^2, \quad (10)$$

или:

$$\frac{c \cdot m \cdot t'_M}{t_{\text{кал}} - t_M - \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot F} \cdot t'_M} = A. \quad (11)$$

Разделяя переменные и интегрируя, имеем:

$$\ln \frac{t_{\text{кал}} - t_1}{t_{\text{кал}} - t_M(\tau)} = \frac{\tau}{\tau_K} \cdot \ln \frac{t_{\text{кал}} - t_1}{t_{\text{кал}} - t_2} = \ln \left(\frac{t_{\text{кал}} - t_1}{t_{\text{кал}} - t_2} \right)^{\tau/\tau_K}. \quad (12)$$

Из (12):

$$t_M(\tau) = t_{\text{кал}} - (t_{\text{кал}} - t_1) \cdot \left(\frac{t_{\text{кал}} - t_2}{t_{\text{кал}} - t_1} \right)^{\tau/\tau_K}; \quad (13)$$

$$t'_M = (t_{\text{кал}} - t_1) \cdot \left(\frac{t_{\text{кал}} - t_2}{t_{\text{кал}} - t_1} \right)^{\tau/\tau_K} \cdot \frac{1}{\tau_K} \cdot \ln \frac{t_{\text{кал}} - t_1}{t_{\text{кал}} - t_2}. \quad (14)$$

Последний множитель в (14) преобразуем:

$$\ln \frac{t_{\text{кал}} - t_1}{t_{\text{кал}} - t_2} = \tau_{\min} \cdot \frac{\alpha \cdot F}{c \cdot m}, \quad (15)$$

где $\tau_{\min}$ – время нагрева от t_1 до t_2 при $t_d(\tau) = t_{\text{кал}} = \text{const}$.

Теперь по формуле (6):

$$t_d(\tau) = t_{\text{кал}} - (t_{\text{кал}} - t_1) \cdot \left(\frac{t_{\text{кал}} - t_2}{t_{\text{кал}} - t_1} \right)^{\tau/\tau_K} \cdot \left(1 - \frac{\tau_{\min}}{\tau_K} \right), \quad (16)$$

а также:

$$\eta(\tau) = \frac{t_{\text{кал}} - t_1}{t_{\text{кал}}} \cdot \left(\frac{t_{\text{кал}} - t_2}{t_{\text{кал}} - t_1} \right)^{\tau/\tau_K} \cdot \left(1 - \frac{\tau_{\min}}{\tau_K} \right); \quad (17)$$

$$M_{\text{усв}}(\tau) = \alpha \cdot F \cdot (t_d(\tau) - t_M(\tau)) = \alpha \cdot F \cdot (t_{\text{кал}} - t_1) \cdot \frac{\tau_{\min}}{\tau_K} \cdot \left(\frac{t_{\text{кал}} - t_2}{t_{\text{кал}} - t_1} \right)^{\tau/\tau_K}; \quad (18)$$

$$M_{\text{общ}} = \frac{M_{\text{усв}}(\tau)}{\eta(\tau)} = \alpha \cdot F \cdot t_{\text{кал}} \cdot \frac{1}{\frac{\tau_{\text{к}}}{\tau_{\text{мин}}} - 1} = \text{const} = M_{\text{общ}}(\tau_{\text{к}}) \quad (19)$$

и минимальные энергозатраты на нагрев:

$$Q(\tau_{\text{к}}) = M_{\text{общ}} \cdot \tau_{\text{к}} = \frac{\alpha \cdot F \cdot t_{\text{кал}}}{\frac{1}{\tau_{\text{мин}}} - \frac{1}{\tau_{\text{к}}}}. \quad (20)$$

Получилось, что оптимальным по энергозатратам в топливной печи, имеющей идеальную футеровку рабочего пространства, будет нагрев при постоянной тепловой мощности, величина которой тем больше, чем меньше заданная продолжительность нагрева $\tau_{\text{к}}$.

Абсолютный минимум энергозатрат, или, как говорят, «минимум миниморум», получим, устремив $\tau_{\text{к}}$ к бесконечности.

При $\tau_{\text{к}} \rightarrow \infty$;

$$Q_{\text{min.min}} = \alpha \cdot F \cdot t_{\text{кал}} \cdot \tau_{\text{мин}} = c \cdot m \cdot t_{\text{кал}} \cdot \ln \frac{t_{\text{кал}} - t_1}{t_{\text{кал}} - t_2}. \quad (21)$$

Напротив, при минимально-возможной длительности нагрева, $\tau_{\text{к}} \rightarrow \tau_{\text{мин}}$, энергозатраты будут бесконечно велики:

При $\tau_{\text{к}} \rightarrow \tau_{\text{мин}}$; $Q \rightarrow \infty$.

Хотя минимум энергозатрат и достигается при бесконечно медленном нагреве, производительность печи при этом будет равна нулю, совсем как у тепловой машины, работающей по режиму Карно.

Конечно, принятое в формулировке задачи условие $M_{\text{пот}} = 0$ практически недостижимо. С учетом реальных тепловых потерь бесконечно медленный нагрев не может быть оптимальным – как бы мала не была $M_{\text{пот}}$, за бесконечное время затраты энергии на покрытие тепловых потерь будут бесконечны. Найдется оптимальная длительность нагрева, при которой, с учетом тепловых потерь, энергозатраты на нагрев будут минимальны, однако они будут больше, чем при той же длительности нагрева в отсутствие тепловых потерь и прочих равных условиях, а последние будут больше, чем в отсутствие тепловых потерь и бесконечной длительности нагрева.

Отношение $M_{\text{усв}}/M_{\text{общ}}$ называют коэффициентом полезного действия печи (КПД). В отсутствие тепловых потерь КПД совпадает с коэффициентом использования топлива η . Мгновенное значение КПД при $\tau = \tau_{\text{к}}$ по (17) получается:

$$\text{КПД}(\tau_{\text{к}}) = \frac{t_{\text{кал}} - t_2}{t_{\text{кал}}} \cdot \left(1 - \frac{\tau_{\text{мин}}}{\tau_{\text{к}}}\right),$$

где t_2 – заданная конечная или любая промежуточная между начальным и конечным значениями температура материала, причем $\tau_{\text{мин}}$ для каждого из этих значений будет различным, см. (15).

Из (23) при $\tau_k \rightarrow \infty$ имеем:

$$\text{КПД}(\infty) = \frac{t_{\text{кал}} - t_2}{t_{\text{кал}}}. \quad (24)$$

Структура выражения (24) такая, как и для КПД тепловой машины Карно.

Можно ли на основании результатов, полученных из анализа решения задачи [2], утверждать, что энергозатраты в печи, имеющей адиабатную футеровку рабочего пространства, при бесконечно медленном нагреве – это и есть тот абсолютный минимум энергозатрат, который не может быть уменьшен ни в каких реальных условиях?

Для такого вывода есть, по крайней мере, два препятствия. Первое – то, что в формулировке задачи принята линейная зависимость теплового потока, передаваемого от дыма к нагреваемому материалу, от температур дыма и материала. Второе – то, что нагреваемый материал считается термически тонким. Получается что, результаты решения этой задачи имеют не общий, а частный характер. Однако, как бы ни было сложно уравнение теплообмена, какова ни была бы массивность нагреваемого материала, при различных режимах нагрева, остается справедливым балансовое уравнение:

$$M_{\text{усв}}(t_{\text{д}}, t_{\text{пов.м}}) = c \cdot m \cdot \frac{d\bar{t}}{d\tau}. \quad (25)$$

Здесь $t_{\text{пов.м}}$ – температура поверхности материала; $\bar{t}$ – его средне-массовая температура. Для массивного тела $t_{\text{пов}} \neq \bar{t}$.

Из (25) следует:

$$d\tau = \frac{c \cdot m}{M_{\text{усв}}} \cdot d\bar{t}. \quad (26)$$

Исключим параметр τ из (8), произведя замену переменной интегрирования:

$$Q = \int_0^{\tau_k} \frac{M_{\text{усв}}(t_{\text{д}}(\tau); t_{\text{м}}(\tau))}{\eta(\tau)} \cdot d\tau = c \cdot m \cdot t_{\text{кал}} \cdot \int_{t_1}^{\bar{t}_2} \frac{M_{\text{усв}}(t_{\text{д}}, t_{\text{м}}) \cdot d\bar{t}_{\text{м}}}{(t_{\text{кал}} - t_{\text{д}}) \cdot M_{\text{усв}}(t_{\text{д}}, t_{\text{м}})}. \quad (27)$$

После сокращения:

$$Q = c \cdot m \cdot t_{\text{кал}} \cdot \int_{t_1}^{\bar{t}_2} \frac{d\bar{t}_{\text{м}}}{t_{\text{кал}} - t_{\text{д}}(t_{\text{пов.м}})}. \quad (28)$$

В (28) параметр τ исключен, ограничение по длительности нагрева снято. Но величина Q может достигать ограниченных предельных значений ($\max$, $\min$) только при наличии ограничений для $t_{\text{д}}(t_{\text{пов.м}})$. Согласно ограничению (1), на всем интервале $t_1 < t_{\text{м}} < t_2$ подынтегральная функция в (28) будет меньше любой другой допустимой функции, если $t_{\text{д}} \rightarrow t_{\text{пов.м}}$. При этом и величина Q будет минимальна.

Но при $t_d \rightarrow t_{\text{пов.м}}$ продолжительность нагрева стремится к бесконечности, это и есть условие бесконечно медленного нагрева, понятие «режим нагрева» при этом утрачивает обычный смысл, это будет так называемый «квазистационарный режим» (название предложил математик Каратеодори) – непрерывная последовательность состояний теплового равновесия между дымом и материалом. В тепловом равновесии температура во всем объеме материала одинакова, не нужно различать температуры поверхности и среднемассовую.

Таким образом, для любого режима теплообмена и любой массивности материала бесконечно медленному нагреву при отсутствии тепловых потерь отвечает абсолютный минимум энергозатрат. Различным реальным условиям будут соответствовать оптимальные режимы нагрева, обеспечивающие условный минимум энергозатрат, но при любых условиях $Q_{\min} > Q_{\min.\min}$. Один пример условного минимума дает выражение (20), в котором учитывается ограничение по длительности нагрева. Другим примером может служить задача, формулировка которой заимствована из [3]. Она отличается от задачи [2] только тем, что в выражении для рабочей мощности учитывается мощность тепловых потерь, которая считается пропорциональной температуре дыма, прочие отличия несущественны:

$$M_{\text{раб}} = M_{\text{усв}} + M_{\text{пот}} = \alpha \cdot F_M \cdot (T_d(\tau) - T_m(\tau)) + k \cdot F_K \cdot T_d(\tau); \quad (29)$$

$$Q = \int_0^{\tau_K} \frac{M_{\text{раб}}(\tau)}{\eta(\tau)} d\tau = t_{\text{кал}} \cdot \int_0^{\tau_K} \frac{\alpha \cdot F_M \cdot (T_d - T_m) + k \cdot F_K \cdot T_d}{T_{\text{кал}} - T_d} d\tau. \quad (30)$$

$$\text{Здесь } T_i = t_i - t_{\text{окр}}; \quad T_m(0) = T_1; \quad T_m(\tau_K) = T_2. \quad (31)$$

Начальные и конечные значения $T_d(0)$ и $T_d(\tau_K)$ не определены заранее, для них имеется только ограничение

$$T_d(\tau) < T_{\text{кал}} \quad (32)$$

и, возможно, условие монотонности нагрева

$$T_d(\tau) > T_m(\tau). \quad (33)$$

Состояние системы, включающей дым и нагреваемый материал, определяется соответствующими друг другу значениями T_d и T_m , которые называют фазовыми переменными. Поэтому решение задачи может быть представлено в виде $F^0(T_d, T_m)$.

Время – параметр, изменение которого не есть физическая причина изменения температур дыма и материала, эти изменения происходят не вследствие течения времени, а в результате теплообменных процессов в системе. Поэтому решение в виде $T_d^0(\tau)$, $T_m^0(\tau)$ будем называть параметрическим решением, а решение в виде $F(T_d, T_m)$ – решением в фазовых переменных. Проще найти решение в фазовых переменных. Для этого исключим параметр τ из (30), произведя замену переменной интегрирования, как это делали прежде:

$$d\tau = \frac{dT_M}{\frac{dF_M}{c \cdot m} \cdot (T_D - T_M)}; \quad Q = c \cdot m \cdot t_{\text{кал}} \cdot \int_{T_1}^{T_2} \frac{T_D - T_M + \frac{k \cdot F_K}{\alpha \cdot F_M} \cdot T_D}{(T_{\text{кал}} - T_D) \cdot (T_D - T_M)} \cdot dT_M. \quad (34)$$

Здесь T_D (T_M), параметр τ исключен.

$$\text{Обозначу: } \mathfrak{Z} = \frac{Q}{c \cdot m \cdot t_{\text{кал}}}; \quad \omega = \frac{k \cdot F_K}{\alpha \cdot F_M}; \quad (35)$$

$$\mathfrak{Z} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{(1 + \omega) \cdot T_D(T_M) - T_M}{(T_{\text{кал}} - T_D(T_M)) \cdot (T_D(T_M) - T_M)} \cdot dT_M = \int_{T_1}^{T_2} \Phi(T_D(T_M), T_M) \cdot dT_M. \quad (36)$$

Нужно определить экстремаль $T_D^0(T_M)$, минимизирующую функционал $\mathfrak{Z}$, а вместе с тем и Q . Эта экстремаль и будет решением задачи в фазовых переменных ($\text{не } T_D^0(\tau); T_M^0(\tau)$, а $T_D^0(T_M)$).

$\mathfrak{Z}$ – вырожденный функционал, для него уравнение Эйлера будет:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi(T_D(T_M), T_M)}{\partial T_D} &= 0. \\ \frac{\partial \Phi}{\partial T_D} &= \frac{(1 + \omega) \cdot (T_{\text{кал}} - T_D) \cdot (T_D - T_M)}{(T_{\text{кал}} - T_D)^2 \cdot (T_D - T_M)^2} - \\ &- \frac{((1 + \omega) \cdot T_D - T_M) \cdot (T_{\text{кал}} - 2T_D + T_M)}{(T_{\text{кал}} - T_D)^2 \cdot (T_D - T_M)^2} = 0. \end{aligned} \quad (37)$$

Приравняв нулю числитель (37), получим для определения $T_D^0(T_M)$ квадратное уравнение:

$$T_D^2 - \frac{2T_M}{1 + \omega} \cdot T_D - \frac{\omega}{1 + \omega} \cdot T_{\text{кал}} \cdot T_M + \frac{T_M^2}{1 + \omega} = 0. \quad (38)$$

Решение в фазовых переменных:

$$\begin{aligned} T_D^0(T_M) &= \frac{T_M}{1 + \omega} \cdot \left(1 \pm \sqrt{\omega \cdot \left[(1 + \omega) \cdot \frac{T_{\text{кал}}}{T_M} - 1 \right]} \right) = \\ &= \frac{T_M}{1 + \omega} \cdot \left(1 \pm \sqrt{\omega \cdot \left(\frac{T_{\text{кал}}}{T_M} - 1 \right) + \omega^2 \cdot \frac{T_{\text{кал}}}{T_M}} \right). \end{aligned} \quad (39)$$

Выражение (39) определяет две экстремали, отличающиеся знаком перед радикалом. Так как $\frac{T_{\text{кал}}}{T_M} > 1$, величина под радикалом больше, чем ω^2 , обозначу ее a^2 , она зависит от ω и $\frac{T_{\text{кал}}}{T_M}$.

При

$$T_d^o(T_m) = T_m \cdot \frac{1+a}{1+\omega} \quad (40)$$

получим $T_d^o > T_m$, происходит монотонное нагревание.

При

$$T_d^o(T_m) = T_m \cdot \frac{1-a}{1+\omega} \quad (41)$$

получим $T_d^o < T_m$ и даже, возможно, $T_d^o < 0$, при $T_m > 0$ или наоборот.

Следует ли отбросить экстремаль (41) как физически бессмысленную? Пока отложим рассмотрение этого вопроса, возможно, она понадобится при определенных условиях.

Энергозатраты при нагреве по оптимальному режиму (39) составят:

$$Q_{\min} = t_{\text{кал}} \cdot \int_{T_1}^{T_2} \frac{(T_d^o(T_m) - T_m) \cdot \alpha \cdot F_m + k \cdot F_k \cdot T_d^o(T_m)}{(T_{\text{кал}} - T_d^o(T_m))} \cdot dT_m. \quad (42)$$

Подставив в (42) $T_d^o(T_m)$ по (39), после интегрирования получим:

$$Q_{\min} = c \cdot m \cdot t_{\text{кал}} \cdot (\Phi(\theta_2) - \Phi(\theta_1)). \quad (43)$$

Здесь

$$\theta_i = \frac{t_i - t_{\text{окр}}}{t_{\text{кал}} - t_{\text{окр}}}; \quad i = \{1; 2\}; \quad (44)$$

$$\begin{aligned} \Phi(\theta_i) = & \frac{(1-\omega^2) \cdot \sqrt{1+\omega-\theta_i} + (1+\omega)^2 \cdot \sqrt{\omega \cdot \theta_i}}{\sqrt{1+\omega-\theta_i} - \sqrt{\omega \cdot \theta_i}} + \\ & + (1-\omega) \ln \frac{1+\omega}{(\sqrt{1+\omega-\theta_i} - \sqrt{\omega \cdot \theta_i})^2} - 4 \cdot \sqrt{\omega} \cdot \arcsin \sqrt{\frac{\theta_i}{1+\omega}}. \end{aligned} \quad (45)$$

Оптимальному режиму нагрева (39) соответствует оптимальная его длительность τ_k^o . Для вычислений удобно воспользоваться «методом тепловой диаграммы», рекомендованным И.Д. Семикиным — назначаем небольшой интервал изменения T_m , $\Delta T_m = T_{m,i+1} - T_{m,i}$; для каждого из выбранных значений $T_{m,i}$ по (39) находим оптимальную величину температуры дыма $T_d^o(T_{m,i}) = T_{d,i}^o$, вычисляем $q_{m,i}(T_{d,i}^o; T_{m,i})$, находим для каждого интервала среднее значение $\overline{q_{m,i}}(q_{m,i+1}; q_{m,i})$, для малых ΔT_m можно без большой погрешности использовать арифметическое усреднение, и, наконец, вычисляем $\Delta \tau_i = \frac{c \cdot m \cdot \Delta T_m}{\overline{q_i}}$ и об-

щую длительность нагрева, как сумму $\Delta\tau_i$. Погрешность при усреднении здесь компенсируется возможностью учесть зависимость теплоемкости материала и коэффициентов теплообмена от температур. Связь между T_m и τ аналитически можно получить на основании уравнения теплообмена:

$$\alpha \cdot F_M \cdot (T_d^0(T_M) - T_M) = c \cdot m \cdot \frac{dT_M}{d\tau}, \text{ где } T_d^0(T_M) - \text{ по (39).}$$

Подставив (39) в левую часть, после разделения переменных и интегрирования, имеем:

$$\tau^0(\theta_M) = \frac{c \cdot m}{\alpha \cdot F_M} \cdot \frac{2}{\sqrt{\omega}} \cdot \left[\arcsin \frac{\sqrt{\theta_M \cdot (1 + \omega - \theta_1)} - \sqrt{\theta_1 \cdot (1 + \omega - \theta_M)}}{\sqrt{1 + \omega}} - \right. \\ \left. - \sqrt{\omega} \cdot \ln \frac{\sqrt{1 + \omega - \theta_M} - \sqrt{\omega \cdot \theta_M}}{\sqrt{1 + \omega - \theta_1} - \sqrt{\omega \cdot \theta_1}} \right]. \quad (46)$$

Здесь

$$\theta_i = \frac{t_i - t_{\text{окр}}}{t_{\text{кал}} - t_{\text{окр}}}; \quad \omega = \frac{k \cdot F_K}{\alpha \cdot F_M}. \quad (47)$$

Общую продолжительность нагрева τ_K^0 получим, подставив в (46) $\theta_M = \theta_2$.

Так как в этой задаче функционал (36) – вырожденный, экстремаль $T_d^0(T_M)$ для каждого ΔT_M не зависит от режимов $T_d(T_M)$ за пределами этого интервала, чем и обусловлена возможность использования алгоритма профессора Семикина для вычисления $\Delta\tau_i^0$. Разумеется, формулой (46) также можно пользоваться для любого интервала температур, если, например нужно учесть зависимость свойств материала от температуры.

Для определения оптимального режима нагрева при условии, что продолжительность нагрева не равна оптимальной и может быть как меньше, так и больше нее, вернемся к уравнению теплообмена (5) которое перепишем так:

$$N \frac{\alpha \cdot F_M}{c \cdot m} \cdot (t_d - t_M) = \frac{dt_M}{d\tau}.$$

В левую часть введен коэффициент N , от величины которого зависит скорость нагрева $\frac{dt_M}{d\tau}$. Смысл этого коэффициента можно трактовать различно. Например, при неизменных прочих условиях, скорость нагрева изменится в N раз, если в N раз увеличится обогреваемая поверхность F , скажем, раздвинули нагреваемые изделия так, что их соприкасающиеся поверхности, которые прежде не обогревались,

стали открытыми, или в N раз изменились характеристики нагреваемого материала c или m , или, за счет изменения условий теплообмена, в N раз изменился коэффициент теплоотдачи α . Наконец, и именно так мы будем трактовать смысл коэффициента N , скорость нагрева изменится в N раз, если для каждого значения T_M , которая в процессе нагрева меняется от T_1 до T_2 , в N раз изменится температурная разность $(t_d - t_m)$, не T_d изменится в N раз, а именно в N раз изменится разность $(t_d - t_m)$.

Из (5):

$$d\tau = \frac{dt_m}{\frac{N\alpha F_M}{c \cdot m} (t_d - t_m)}$$

и выражение (34) примет вид:

$$Q = c \cdot m \cdot t_{\text{кал}} \cdot \int_{T_1}^{T_2} \frac{T_d - T_m + \frac{k \cdot F_K}{\alpha \cdot F_M N} \cdot T_d}{(T_{\text{кал}} - T_d) \cdot (T_d - T_m)} \cdot dT_m.$$

Соответственно изменится величина ω в функционале $\mathfrak{Z}$:

$$\omega_1 = \frac{k \cdot F_K}{\alpha \cdot F_M N}.$$

Далее, повторив все выкладки, связанные с определением экстремали $T_d^0(T_M)$, получим результат (39), где место величины ω займет ω_1 , однако теперь это будет условно-оптимальный режим нагрева, который при $N=1$ переходит в оптимальный, при $N>1$ – в ускоренный, при $N<1$ – в замедленный.

Все формулы от (39) до (45) при $N \neq 1$ остаются в силе, только вместо величины ω будет ω_1 .

Условно-минимальные энергозатраты при $N \neq 1$, найденные по (43), (44), (45), будут больше, чем при $N=1$. Изменится также продолжительность нагрева, она не будет оптимальной, но будет равна заданному значению, $\tau_K \neq \tau_K^0$, причем $\frac{\tau_K^0}{\tau_K} = N$ - длительность нагрева

изменится во столько раз, во сколько раз изменятся скорости нагрева при всех значениях $T_1 \leq T_M \leq T_2$.

Ускоренный нагрев получается всегда монотонным, T_M непрерывно возрастает от T_1 до T_2 . Замедленный нагрев представляет определенный теоретический интерес.

Если, скажем, начальная температура T_1 велика (горячий всад),

то оптимальная длительность нагрева τ_k^0 будет мала, может быть меньше требуемой τ_k . Напрашивается предположение поместить материал в неотапливаемый копильник-термос и держать его там на протяжении $\tau_{\text{коп}} = \tau_k - \tau_k^0$, но это будет другая задача. Как бы тщательно ни был изолирован копильник, некоторое снижение T_m в нем будет, T_1 снизится до $T_1(\tau_{\text{коп}})$. Если же материал, согласно условию задачи, находится все время в печи, то здесь нужно сравнить значения критериев оптимальности Q при использовании двух экстремалий, одна – гладкая, для которой $T_d^0(T_m)$ определяется по (39), (40), если в (39) заменить ω на ω_1 , а вторая с изломом, сначала охлаждение по (39), (41), а затем нагрев по (39), (40). Впрочем, практическое значение решения задачи [3] невелико, оно лишь подтверждает ранее сделанное предположение, что при наличии тепловых потерь оптимальная длительность процесса будет ограничена. Принятые в постановке задачи допущения, – $M_{\text{пот}}$ пропорциональна T_d и материал термически тонок, – являются слишком грубым приближением к реальным условиям циклического нагрева. На самом деле и материал, и, особенно, футеровка будут термически массивны, то есть будут объектами с распределенными параметрами. Закономерности разогрева термически массивной футеровки определяются решениями уравнения нестационарной теплопроводности при краевых условиях, учитывающих теплообмен футеровки не только с дымом и окружающей средой, но и с материалом. Для решения задач оптимального управления объектами с распределенными параметрами достаточных методов нет, то, что есть, например, [4], только по названию касаются этой проблемы. Что до термической массивности материала, то учет ее не только усложняет решение задачи оптимизации, но создает проблемы при постановке задачи. Поэтому можно утверждать, что исследования оптимальных по энергозатратам режимов работы печей циклического нагрева далеки от завершения.

В печах непрерывного действия при ритмичной работе футеровка находится в стационарном тепловом состоянии и, для топливных печей, коэффициент использования топлива неизменен, $\eta = \text{const}$. Это упрощает решения, в некоторых случаях ответы получаются тривиальными. Например, если $M_{\text{пот}} \approx 0$, то при $\eta = \text{const}$ энергозатраты вообще не зависят от режима нагрева. Это относится и к электрическим печам. В топливных печах минимум энергозатрат получается при максимальной величине η , для противоточных печей увеличение η требует увеличения длины неотапливаемой зоны противоточного теплообмена (методической зоны), однако, с учетом $M_{\text{пот}} \neq 0$, здесь возникает противоречие – чем длиннее методическая зона, тем выше η ,

но и $M_{\text{пот}}$ также растет. Повышение степени регенерации уносимого дымом тепла позволяет повышать η , не увеличивая длины рабочего пространства. Повышать η можно также путем регенерации теплоты выданного из печи и прошедшего все стадии последующей, например, механической обработки материала, то есть готового, но еще не остывшего продукта, см. [5]. При электронагреве, например, контактном или индукционном, минимум энергозатрат получается при постоянной максимальной электрической мощности, как при открытом радиационном и конвективном теплообмене с окружающей средой, так и при наличии теплоизоляции, то есть оптимальным будет наискорейший нагрев.

Список литературы

1. Энгельс Ф. Диалектика природы / Энгельс Ф. // Политиздат, 1964. – С. 196–197.
2. Гольдфарб Э. М. Применение принципа максимума для оптимизации температурного режима печей / Гольдфарб Э.М. , Бутковский А.Г. // Известия ВУЗов, ч.м. – 1967. – № 3. – С. 173–177.
3. Розенгарт Ю. И. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах / Розенгарт Ю. И. , Олышанский В. М. и др. // К. : Вища школа, 1986. – С 257–259.
4. Бутковский А. Г. Теория оптимального управления системами с распределенными параметрами / Бутковский А.Г. – М. : Наука, 1965. – 474 с.
5. Литовченко Ю. К. Резервы экономии топлива в прокатном производстве / Литовченко Ю.К. // Труды международной конференции «Экология и теплотехника - 1996». – Днепропетровск : ГМетАУ, 1996. – С. 105–108.

Рукопись поступила 22.04.2015 г.

УДК 621.1

Литовченко Ю.К. – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины

Литовченко М.М. – студент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

АНАЛОГИИ В ЗАДАЧАХ ГИДРОМЕХАНИКИ И ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Обосновано предложение, что, при определенных условиях, один и тот же процесс теплопроводности может быть как стационарным, так и нестационарным, в зависимости от того, Эйлеровы или ЛAGRANЖЕВЫ координаты использованы в математической модели этого процесса. Приведены примеры.

Ключевые слова: гидромеханика, теплопроводность, системы координат, температура, скорость, стационарный и нестационарный процесс.

«Обтекание одного и того же тела будет стационарным или нестационарным, в зависимости от того, в какой системе координат течение рассматривать».

Л.Г. Лойцянский. Механика жидкости и газа. – М. : Наука, 1978.

Исторически сложились два подхода к описанию движения сплошной среды, связанные с именами ЛAGRANЖА и ЭЙЛЕРА [1]. Отличие состоит в использовании разных систем координат и, соответственно, разных начальных условий в уравнениях движения. Здесь на простом примере будут отмечены некоторые аналогии между задачами, которые относятся к механике жидкостей и газов и к процессам теплопроводности.

Постановка задачи

Стержень бесконечной длины и малой толщины τ (м) с постоянной скоростью W (м/с) продвигается через камеру, заполненную греющей (охлаждающей) средой. Температура среды $t_{ср}$ одинакова во всем объеме камеры и неизменна. Температура стержня на входе и

выходе из камеры t_1 и t_2 , соответственно. При нагреве $t_1 < t_2 < t_{cp}$, а при охлаждении $t_1 > t_2 > t_{cp}$. Теплообмен между средой и материалом происходит по линейному закону:

$$q_F = \alpha \cdot (t_{cp} - t), \text{ Вт/м}^2. \quad (1)$$

Коэффициент теплоотдачи α и все свойства материала – теплоемкость C , плотность ρ , теплопроводность λ – неизменны. В поперечном сечении стержень можно считать термически тонким, но в продольном направлении в объеме стержня будет перенос теплоты теплопроводностью, причем для регулярной стадии процесса начальные условия несущественны.

Математическая формулировка

Для определенности рассмотрим задачу о нагреве стержня. Здесь будут два встречных потока – поток материала от входа к выходу и поток теплоты от горячего конца при выходе к холодному концу при входе. Считая стержень прямым, совместим ось X с его осью. Что касается направления оси X , то его можно принять как по направлению движения стержня, так и в обратную сторону, по направлению теплового потока. Проекция скорости на ось X в первом случае будет положительна, $W = \frac{dX}{d\tau} > 0$, во втором – отрицательна, $\frac{dX}{d\tau} < 0$, т.е.

$W = -\frac{dX}{d\tau}$. Приемлемы оба варианта, остановимся на втором. Тогда

будет: $dX = -W \cdot d\tau$; $d\tau = -\frac{dX}{W}$. Обозначу продолжительность нагрева τ_k , длину камеры – ℓ .

Составим уравнение баланса теплоты для малого элемента стержня длиной dX , его торцевые поверхности – πr^2 , боковая – $2\pi r dX$, объем – $dV = \pi r^2 dX$. Через торец с координатой X тепло теплопроводностью поступает в объем dV , а через торец с координатой $(X + dX)$ уходит из него.

Вычислим [2]:

$$Q_X = -\lambda \cdot \frac{dt(X)}{dX} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot d\tau;$$

$$Q_{(X+dX)} = -\lambda \cdot \frac{dt(X+dX)}{dX} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot d\tau = -\lambda \cdot \left(\frac{dt(X)}{dX} \cdot \pi \cdot r^2 + \frac{d^2t(X)}{dX^2} \cdot dX \cdot \pi \cdot r^2 \right) \cdot d\tau.$$

Накапливается в объеме dV (или уходит из него) за время $d\tau$:

$$dQ_{\text{теплопров.}} = Q_X - Q_{(X+dX)} = \lambda \cdot \frac{d^2t(X)}{dX^2} \cdot dV \cdot d\tau. \quad (2)$$

Кроме того, от греющей среды в объем dV поступает за то же время:

$$dQ_F = \alpha \cdot (t_{cp} - t) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dX \cdot d\tau = \frac{2 \cdot \alpha \cdot (t_{cp} - t)}{r} \cdot dV \cdot d\tau. \quad (3)$$

Всего:

$$dQ_{\text{приход}} = \left(\lambda \cdot \frac{d^2 t}{dX^2} + \frac{2 \cdot \alpha \cdot (t_{cp} - t)}{r} \right) \cdot dV \cdot d\tau. \quad (4)$$

В результате температура элементарного объема dV изменится на dt :

$$dQ_{\text{расход}} = C \cdot \rho \cdot dt \cdot dV. \quad (5)$$

Приравнявая $dQ_{\text{приход}} = dQ_{\text{расход}}$, получим баланс тепла в объеме dV за время $d\tau$:

$$C \cdot \rho \cdot dt \cdot dV = \left(\lambda \cdot \frac{d^2 t}{dX^2} + \frac{2 \cdot \alpha}{r} \cdot (t_{cp} - t) \right) \cdot dV \cdot d\tau. \quad (6)$$

Сокращая на dV и перенося $(C \cdot \rho)$ в правую часть, а $d\tau$ – в левую, получим уравнение в частных производных:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{C \cdot \rho} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial X^2} + \frac{2 \cdot \alpha}{C \cdot \rho \cdot r} \cdot (t_{cp} - t) = \frac{\lambda}{C \cdot \rho} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial X^2} + \frac{q_V}{C \cdot \rho}. \quad (7)$$

Это уравнение теплопроводности с внутренним источником теплоты q_V (Вт/м^3), но здесь, в отличие от известного уравнения теплопроводности, переменные X и τ не являются независимыми:

$$X(\tau) = -W \cdot \tau; \quad \tau(X) = -\frac{X}{W}.$$

Одну из переменных можно исключить, при этом уравнение в частных производных преобразуется в обыкновенное дифференциальное уравнение.

Если исключим X , получим:

$$\frac{dt_{(\tau)}}{d\tau} = \frac{\lambda}{C \cdot \rho \cdot W^2} \cdot \frac{d^2 t_{(\tau)}}{d\tau^2} + \frac{2 \cdot \alpha}{C \cdot \rho \cdot r} \cdot (t_{cp} - t_{(\tau)}). \quad (8)$$

Решение этого уравнения $t_{(\tau)}$ определяет нестационарный процесс, т.е. режим изменения температуры элементарного объема dV в течение времени нагрева от t_1 до t_2 .

Если исключим τ , получим:

$$-W \cdot \frac{dt_{(X)}}{dX} = \frac{\lambda}{C \cdot \rho} \cdot \frac{d^2 t_{(X)}}{dX^2} + \frac{2 \cdot \alpha}{C \cdot \rho \cdot r} \cdot (t_{cp} - t_{(X)}). \quad (9)$$

Решение этого уравнения $t_{(X)}$ определяет стационарное распределение температур по длине стержня, оно остается неизменным во

времени. Получается, что процесс теплопроводности в одном и том же теле будет нестационарным или стационарным, в зависимости от того, в какой системе координат его рассматривать.

Преобразуем уравнение (8):

В уравнении (8) введем относительную температуру:

$$T(\tau) = \frac{t(\tau) - t_{cp}}{t_1 - t_{cp}}; \quad t(\tau) - t_{cp} = T(\tau)(t_1 - t_{cp}). \quad (10)$$

Тогда:

$$\frac{dt}{d\tau} = \frac{dT}{d\tau}(t_1 - t_{cp}); \quad (11)$$

$$\frac{d^2t}{d\tau^2} = -\frac{d^2T}{d\tau^2}(t_1 - t_{cp}). \quad (12)$$

Подставим (10), (11), (12) в (8), и перепишем его в приведенной форме:

$$(t_1 - t_{cp}) \cdot \left(\frac{d^2T}{d\tau^2} - \frac{C \cdot \rho \cdot W^2}{\lambda} \cdot \frac{dT}{d\tau} - \frac{2 \cdot \alpha \cdot W^2}{\lambda \cdot r} \cdot T \right) = 0, \quad (13)$$

или, так как $t_1 \neq t_{cp}$:

$$\frac{d^2T}{d\tau^2} + m \frac{dT}{d\tau} + nT = 0, \quad \text{где } m = -\frac{C \cdot \rho \cdot W^2}{\lambda}; \quad n = -\frac{2 \cdot \alpha \cdot W^2}{\lambda \cdot r}. \quad (14)$$

Вспомогательное уравнение к (14):

$$k^2 + mk + n = 0; \quad (15)$$

$$k_{1;2} = -\frac{m}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{m}{2}\right)^2 - n}, \quad (16)$$

k_1 и k_2 – действительные разные корни.

Общее решение уравнения (14):

$$T(\tau) = A_1 e^{k_1 \tau} + A_2 e^{k_2 \tau}. \quad (17)$$

Начальное условие:

$$T_1 = T(0) = A_1 + A_2 = 1, \quad A_2 = 1 - A_1, \quad (18)$$

$$\left. \frac{dT}{d\tau} \right|_{\tau=0} = A_1 k_1 + A_2 k_2 = A_1 (k_1 - k_2) + k_2. \quad (19)$$

Другое выражение $\left. \frac{dT}{d\tau} \right|_{\tau=0}$ получим из (14):

$$\left. \frac{dT}{d\tau} \right|_{\tau=0} = -\frac{1}{m} \left. \frac{d^2T}{d\tau^2} \right|_{\tau=0} - \frac{n}{m} T(0) = -\frac{1}{m} [A_1 (k_1^2 - k_2^2) + k_2^2] - \frac{n}{m}. \quad (20)$$

Приравнявая (19) и (20) имеем:

$$A_1(k_1 - k_2) + k_2 = -\frac{A_1}{m}(k_1^2 - k_2^2) - \frac{k_2^2}{m}; \quad (21)$$

$$A_1 = -\frac{k_2^2 + mk_2 + n}{m(k_1 - k_2) + (k_1^2 - k_2^2)}; \quad A_2 = 1 - A_1 = \frac{k_1^2 + mk_1 + n}{m(k_1 - k_2) + (k_1^2 - k_2^2)}; \quad (22)$$

$$T(\tau) = \frac{-(k_2^2 + mk_2 + n)e^{k_1\tau} + (k_1^2 + mk_1 + n)e^{k_2\tau}}{m(k_1 - k_2) + (k_1^2 - k_2^2)}. \quad (23)$$

Здесь числа m и n – по (14); k_1 и k_2 – по (16);

$$T(\tau) = \frac{t(\tau) - t_{cp}}{t_1 - t_{cp}}. \quad (24)$$

Конечная температура:

$$t_2 = t_{cp} + (t_1 - t_{cp})T(\tau_k). \quad (25)$$

Стационарное уравнение (9) преобразуется и интегрируется аналогично.

Если скорость движения стержня не постоянна, т.е. $W = W(\tau)$, то преобразовать уравнение в частных производных (7) в обыкновенное дифференциальное уравнение в Эйлеровых координатах не удастся. Распределение температуры по длине стержня будет изменяться во времени $t(X, \tau)$:

$$W(\tau) \cdot \frac{\partial t_{(X,\tau)}}{\partial X} = \frac{\lambda}{C \cdot \rho} \cdot \frac{\partial^2 t_{(X,\tau)}}{\partial X^2} + \frac{2 \cdot \alpha}{C \cdot \rho \cdot r} \cdot (t_{cp} - t_{(X,\tau)}). \quad (26)$$

В Лагранжевых координатах можно получить обыкновенное уравнение с переменными коэффициентами:

$$\frac{dt_{(\tau)}}{d\tau} = \frac{\lambda}{C \cdot \rho \cdot (W(\tau))^2} \cdot \frac{d^2 t_{(\tau)}}{d\tau^2} + \frac{2 \cdot \alpha}{C \cdot \rho \cdot r} \cdot (t_{cp} - t_{(\tau)}). \quad (27)$$

Иногда говорят, что подход Лагранжа к заданию движения сплошных сред «более физичен», а подход Эйлера «более практичен». В нашем примере это не так, уравнение (27) удобнее, чем уравнение (26). Как говорят в таких случаях, предоставляем читателю самостоятельно в этом убедиться.

Если ввести в условия задачи прямо- или противоток греющей среды с ограниченным водяным числом, получим более сложную общую задачу о теплообмене между тонким стержнем и потоком греющей среды с учетом продольной теплопроводности, так называемую сопряженную задачу, решением которой будут две функции:

$$t_{\text{материала}} = f_1(X, \tau); \quad t_{\text{среды}} = f_2(X, \tau).$$

В случае неоднородной теплопроводности выбор подходящей системы координат тоже позволяет свести задачу нестационарной теплопроводности к стационарной. Например, для непрерывнолитой за-

готовки – массивной пластины сечением ($2m \times 2n$) в плоскости YZ и бесконечной длины при постоянной скорости движения вдоль оси X , уравнение нестационарной теплопроводности:

$$\frac{\partial t_{(X,Y,Z,\tau)}}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial Z^2} \right) \quad (28)$$

преобразуется в Эйлеровых координатах в стационарное уравнение:

$$\frac{\partial t_{(X,Y,Z)}}{\partial X} = \frac{a}{W_X} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial Z^2} \right), \quad (29)$$

где $Y=(0,m)$; $Z=(0,n)$; $X=(0,L)$, а краевые условия задаются как обычно, при регулярном процессе непрерывного литья – без начальных условий.

Аналогия с процессами которые рассматриваются в механике жидкости и газов, сохраняется и в этом и в более сложных случаях.

В заключение поставим для обсуждения такой вопрос – нельзя ли в обычных задачах нестационарной теплопроводности, для неподвижных тел, использовать не реальные, а виртуальные движения, чтобы свести эти задачи к стационарным, наподобие того, как Д’Аламбер свел задачи динамики к задачам статики, используя виртуальные силы – силы инерции. Хотя бы для одномерных и двумерных задач, чтобы не входить в геометрию многомерных пространств [4].

Список литературы

1. Седов Л. И. Механика сплошной среды Том 1 / Седов Л. И. – М. : Наука, 1973. – 536 с.
2. Араманович И. Г. / Уравнения математической физики / Араманович И. Г., Левин В. И. – М. : Наука, 1969. – 286 с.
3. Гутер Р. С. Дифференциальные уравнения / Гутер Р. С., Янпольский А. Н. – М. : Высшая школа, 1976. – 303 с.
4. Ефимов Н. В. Высшая геометрия / Ефимов Н. В. – М. : Наука, 1978. – 576 с.

Рукопись поступила 01.09.2015 г.

УДК 33.013.6

Магера Ю.М. — к.т.н., провідний науковий співробітник, Інститут технічної теплофізики НАН України

Павлюк Н.Ю. — виконавчий директор, ПАТ "КИЇВЕНЕРГО"

СТВОРЕННЯ МЕТОДИКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОТИ ЗГОРЯННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ

Показано важливість рішення науково-практичної задачі визначення теплоти згоряння твердих побутових відходів (ТПВ). На основі аналізу існуючих методик, зроблено висновок, що вони базуються на визначенні вмісту основних компонентів ТПВ і подальшому розрахунку теплоти згоряння ТПВ. Обґрунтовано доцільність створення альтернативної методики, яка б дозволяла напряму визначати теплотворну здатність ТПВ шляхом їх спалення. Розроблена методика та визначені технічні засоби для проведення експериментальних досліджень з визначення теплоти згоряння довільної наважки твердих побутових відходів шляхом її спалення в лабораторному котлі-утилізаторі та визначення теплоти згоряння на основі результатів розрахункової обробки показань вимірювальних приладів.

Ключові слова: тверді побутові відходи; теплота згоряння; модельна наважка; калориметрична бомба; котел-утилізатор.

Постановка задачі у загальному вигляді

Теплота згоряння ТПВ є одним з найважливіших параметрів технології їх спалення. Її значення змінюється для різних регіонів, а також протягом року. В залежності від теплоти згоряння ТПВ вирішується питання про необхідність спалювання додаткового палива. Отже на кожному підприємстві, що спалює ТПВ доцільно мати комплекс для визначення теплоти згоряння ТПВ [1, 2].

Аналіз публікацій за темою дослідження

В більшості випадків це питання вирішується наступним чином: для основних можливих компонентів ТПВ визначається теплота згоряння у сухому стані, для конкретної наважки ТПВ експериментально визначається доля кожного компоненту, а далі теплота згоряння наважки, що досліджується, визначається розрахунковим шляхом. Відмінність різних методик полягає у дещо різних способах ідентифікації вмісту компонентів ТПВ [1].

З наукової точки зору доцільно мати альтернативний метод, який би дозволяв напряму визначити теплоту згоряння ТПВ шляхом спалення відповідної наважки, як це робиться для звичайних твердих палив. Але визначити теплотворну здатність змішаних ТПВ за існуючою затвердженою методикою визначення теплотворної здатності палив у калориметричній бомбі не виявляється можливим. Наважка проби для калориметричної бомби має бути до 5 г, а фракційність – в діапазоні 3 – 5 мм у той же час ТПВ характеризується наявністю фрагментів різної морфології та дисперсності, а характерні розміри окремих фрагментів можуть сягати декількох десятків міліметрів.

Постановка задачі дослідження

Метою цієї роботи є створення методики визначення теплоти згоряння довільної наважки ТПВ через встановлення кількості теплоти, що виділяється при спалюванні в котлі-калориметрі.

Викладення основних матеріалів

Для досягнення цієї мети розроблено експериментальний стенд, до складу якого входять:

- котел-калориметр з водоохолоджуваним контуром, обладнаний колосниковою решіткою та системою газового підсвічування;
- пункт підготовки наважки ТПВ заданого морфологічного складу, обладнаний вагами та засобами подрібнення та змішування ТПВ;
- балон зі зрідженим газом (пропан-бутан), обладнаний системою регульованої подачі газу;
- пункт визначення зольності наважки, обладнаний вагами.

Додатково використовуються: калориметр для визначення теплотворної здатності газу та муфельна піч для попереднього просушування наважки.

Основним елементом експериментального стенду є спеціально підготовлений для спалювання ТПВ водогрійний опалювальний котел КСТГ-12,5 номінальною потужністю 12,5 кВт виробництва Мінського заводу, Білорусь, який надає можливість спалювати наважку вагою 5 – 8 кг заданого морфологічного складу. Загальний вид котла показано на рис. 1.

Котел (1) обладнаний спеціальною кошиковою шаровою топкою, яка забезпечує повітряний зазор між водоохолоджуваними стінками та нерухомим шаром наважки ТПВ. Наважка ТПВ розташовується на нерухомій горизонтальній колосниковій решітці (3), яка, задля забезпечення утримання елементів наважки ТПВ на колосниковій решітці, обладнана обмежувальною сіткою. Під колосниковою решіткою розташована ємність з водою для додаткового зволоження наважки ТПВ (15).

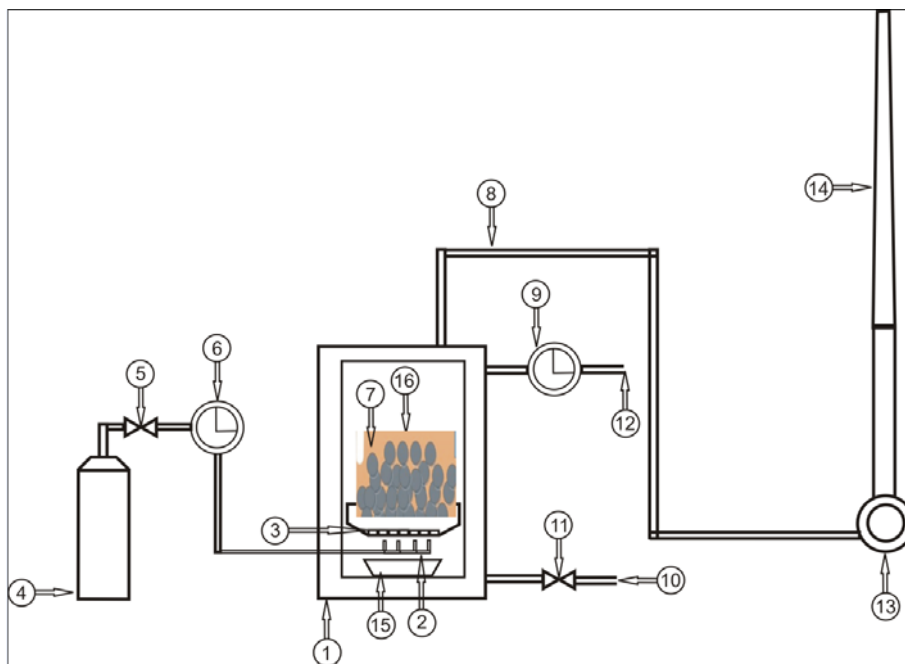


Рис. 1. Технологічна схема пункту спалювання наважки ТПВ:
 1 - котел водогрійний; 2 - пальник газовий подовий; 3 - решітка колосникова; 4 - балон з пропан-бутановою сумішшю; 5 - редуктор-регулятор подачі пропан-бутанової суміші; 6 - лічильник газовий мембранний Gross MGM-UA G4; 7 - термопара контролю температури в камері згоряння котла (ТХА-1489) та модуль реєстрації сигналів «Triton 6004ТС»; 8 - точка контролю температури, витрати та складу продуктів згоряння; 9 - ультразвуковий лічильник теплоти Sharky 775 DN 20 Qn 2,5; 10 - патрубок подачі води в котел; 11 - регулятор подачі води в котел; 12 - патрубок відводу води з котла; 13 - димосос, шибер - регулятор відхідних газів; 14 - димова труба; 15 - ємність з водою для зволоження наважки ТПВ; 16 наважка ТПВ

Котел обладнаний подовим пальником (2), який працює без дутьового вентилятора. Газ (пропан-бутанова суміш) для розпалювання та підсвічування подається з газового балону (4) крізь редуктор-регулятор подачі газу (5) на калібровані сопла газового колектора пальника (2) безпосередньо до шару наважки ТПВ (16).

Дверцятами камери спалювання служить затворний фланець з оглядовим віконцем, крізь яке здійснюється розпалювання газу, та ворухіння шару наважки ТПВ.

Вода подається від водопровідної мережі до блоку теплос'єму котла через патрубок підводу води (10). Відводиться вода від водоохолоджувального контуру котла до системи імітації користувача теплової енергії через патрубок (12). Система імітації користувача теплової енергії на рис. 1 не показана. Продукти згоряння відводяться від котла через димосос (13) та димову трубу (14) до атмосфери.

В табл. 1 представлено параметри, що вимірюються в процесі експерименту.

Таблиця 1

Параметри, що вимірюються в процесі експерименту

№ точки	Параметри, що вимірюються
1	Вага наважки ТПВ $P_{ТПВ}$, кг
2	Витрата газу V , m^3 / год
3	Витрата води G , m^3 / год
4	Температура теплоносія на вході $t_{вх}$, $^{\circ}C$
5	Температура теплоносія на виході $t_{вих}$, $^{\circ}C$
6	Вага зольного залишку $P_{золь}$, кг
7	Кількість води, що залишилася у ємності з водою, яка розміщена під пальником $P_{води}$, кг
8	Концентрація основних компонентів в продуктах згорання, %
9	Витрата продуктів згорання, m^3/c
10	Температура продуктів згорання, $^{\circ}C$

Пункт спалювання обладнаний наступним контрольно-вимірювальним обладнанням:

1. Витрата газу вимірюється газовим мембранним лічильником Gross MGM-UA G4 (поз. 6 на рис. 1).

2. Кількість теплоти, що відводиться від котла, вимірюється ультразвуковим лічильником теплоти Sharky 775 DN 20 Qn 2,5 (Австрія) (поз. 9 на рис. 1). Цей прибор виробництва компанії Elin Wasserwerkstechnik, GmbH (Австрія) має у своєму складі ультразвуковий витратомір виробництва компанії Hidrometer GmbH і призначений для виміру та реєстрації температури та витрати теплоносія.

3. Теплотворна здатність газової суміші (пропан-бутан) визначається в Інституті газу НАН України на газовому хроматографі Agilent 6890 N з мас-селективним детектором Agilen 5973 N та полуменево-іонізаційним детектором (США) відповідно до ГОСТ 22667-82 «Газы горючие природные. Расчетный метод определения теплоты сгорания, относительной плотности и числа Воббе».

4. Температура в котлі та в газоході вимірюється безперервно термоелектричними перетворювачами ТХА-1489 (хромель-алюмелеві термопари) з мікропроцесорним модулем реєстрації сигналів «Triton».

6004ТС») (поз. 7 та 8 на рис. 1). та програмним забезпеченням «Data Recorder-T6004 ts».

5. Швидкість та витрати продуктів згоряння вимірюються за допомогою багатофункціонального прибору для виміру параметрів мікроклімату та наладки систем вентиляції «Testo 435» з комбінованим зондом з трубкою Піто.

6. Вимірювання складу та температури продуктів згоряння проводиться за допомогою газоаналізатора MRU Optima7.

7. Пункт спалювання наважки ТПВ обладнано запорно-регулюючою арматурою, а також манометром для вимірювання тиску газу.

Для перевірки адекватності методики передбачено можливість підготовки модельних наважок із заданим вмістом основних компонентів (харчові відходи, папір та картон, полімери, скло та кераміка, метали, текстиль, деревина, гума та шкіра, залишок відходів після вилучення компонентів). Теплоту згоряння такої наважки можна визначити експериментально на створеному стенді, а можна отримати розрахунковим шляхом [3].

Послідовність підготовки модельної наважки:

- Всі компоненти ТПВ подрібнюються до розміру фракцій не більше $1/20 L$ (де L – лінійний розмір колосникової решітки топки котла лабораторного стенду).
- Моделюється наважка ТПВ визначеного морфологічного складу.
- Наважка ТПВ підсушується у сушарці (муфельній пічці) до повного видалення незв'язаної вологи з метою забезпечення її контрольованої вологості. Готовність наважки до спалювання визначається шляхом зважування та подальшого підсушування до отримання незмінної ваги.

Після зважування сухої підготовленої наважки, вона обприскується необхідною кількістю води для здобуття визначеної потрібної вологості (у діапазоні до 30 % від заданої вологості). Зволожена наважка загрузається до топки котла і спалюється з підсвічуванням горючим газом або без нього. Додаткова волога вводиться в ємності під колосникову решітку.

Перед спалюванням наважки ТПВ попередньо необхідно забезпечити стабілізацію теплового режиму топки котла шляхом спалювання горючого газу для підсвічування. Контрольний параметр прогріву топки – стабілізація температури води охолоджувального контуру.

До котла подається вода від водопровідної мережі. Необхідна витрата води в процесі експерименту визначається по фактичній теплопродуктивності котла при різниці температур гарячої та холодної води у діапазоні 10 – 25 °С.

При досягненні стабільної температури води на виході охолоджувального контуру котла подача газу відключається. Вважається, що тепловий режим топки котла стабілізовано і котел готовий до проведення експерименту.

На колосникову решітку топки котла зі стабілізованими тепловими параметрами завантажується та рівномірно розподіляється по всій її площині ретельно перемішана наважка ТПВ вагою 5 кг. Дослідження може проводитись для наважок двох типів:

1. Висушена наважка. Потрібна кількість вологи враховується розрахунковим шляхом.

2. Зволожена наважка. Вологість наважки ТПВ має бути не більше ніж 20 – 30 %, аби при її спалюванні без додавання газу для підсвічування її можна було запалити факелом. Додаткова волога вводиться в ємності під колосникову решітку.

При спалюванні наважки ТПВ з додатковим підсвічуванням газом, спочатку до пальника топки котла подається балонний газ для підсвічування (пропан-бутан) визначеної теплотворної здатності. Проводиться розпалювання газового пальника з наступним запаленням наважки ТПВ.

При використанні газу як розпалювального палива, зумовлена його спалюванням теплота (визначається спаленням обсягом, який вимірюється газовим годинником, з урахуванням його теплотворної здатності) віднімається від отриманої в експерименті сумарної кількості теплоти, що виділилась при спалюванні.

Визначення витрати та температури води на вході та виході води охолоджувального контуру котла розпочинається через 5 хвилин після розпалювання незалежно від того, проводили спалювання ТПВ з газом для підсвічування або без нього. Виміри повторюються через кожні 5 хвилин (дані контролює співробітник) до початку зниження температури води, що свідчить про закінчення горіння ТПВ, або безперервно (автоматичний реєстратор), та продовжуються з тим же часовим інтервалом до повного охолодження топки, про що свідчать рівні температури води на вході і виході котла-калориметра $t_1 = t_2$.

Тривалість процесу спалювання залежить від швидкості вигорання наважки ТПВ.

Після закінчення експерименту зола та негорючі матеріали, що були у складі наважки, охолоджуються, збираються та зважуються. Таким чином визначається недопалена частина наважки. Зважування проводиться на лабораторних вагах за стандартизованою методикою.

З метою визначення обсягу механічного недопалу проводиться термічна обробка зольного залишку в муфельній пічці для забезпечення повного вигорання органічних складових зольного залишку.

Зважування охолодженого зольного залишку після термічної обробки дозволяє визначити обсяг механічного недопалу.

Вимірюється час охолодження зольного залишку.

Охолоджений зольний залишок зважується на лабораторних вагах. Зольність наважки ТПВ визначається як відношення ваги зольного залишку до вихідної ваги наважки.

За різницею ваги до термічної обробки та після неї визначається механічний недопал при спалюванні наважки ТПВ.

Вологовміст наважки ТПВ вимірюється як різниця між кількістю доданою штучно води (оприскуванням та у ємності) та залишком води у ємності під колосниковою решіткою, що не випарилась в процесі експерименту. Вода у ємності зважується на вагах після проціджування, щоб виділити емісійну золу. Додатково вода переливається у таровану ємність (мензурку), що дозволяє перевірити зважування.

На основі отриманих результатів розраховується кількість теплоти, що утворюється при згорянні наважки ТПВ (або ТПВ та горючого газу), за формулою:

$$Q_{\text{вид}} = (Q_1 + Q_2 + Q^{\text{пари}} + Q_3 + Q_5 + Q_6) \cdot \frac{100}{100 - q_4}, \quad (1)$$

де Q_1 – кількість теплоти, що сприймається охолоджувальним контуром в процесі експерименту, кДж; Q_2 – втрати теплоти з димовими газами, що відходять від котла, кДж; $Q^{\text{пари}}$ – втрати теплоти на випаровування вологи наважки ТПВ, кДж; Q_3 – втрати теплоти з хімічним недопалом, кДж; q_4 – відносні втрати теплоти від механічного недопалу, %; Q_5 – втрати теплоти від охолодження поверхні котла, кДж; Q_6 – втрати теплоти з фізичною теплотою шлаку, кДж.

При використанні газу як палива для підсвічування, теплота від його спалювання $Q_{\text{г}}$, яка розраховується з його обсягу, що вимірюється газовим лічильником, з урахуванням теплотворної здатності, віднімається від величини отриманої в експерименті кількості теплоти.

Оціночна теплота згоряння ТПВ розраховується як відношення кількості теплоти, що виділяється при згорянні наважки ТПВ, до ваги наважки ТПВ.

$$Q_{\text{нр}}^{\text{ТПВ}} = \frac{Q_{\text{вид}} - Q_{\text{г}}}{P}, \quad (2)$$

де P – вага наважки, кг.

Складові теплового балансу розраховуються стандартним чином. Так кількість теплоти, що сприймається охолоджувальним контуром по суті визначається як:

$$Q_1 = \int_0^{\tau} \rho \cdot V \cdot C_p \cdot (t_2 - t_1) dt,$$

де V – витрата теплоносія ($\text{м}^3/\text{с}$); C_p – питома теплоємність теплоносія, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ – густина теплоносія ($\text{кг}/\text{м}^3$); t_1, t_2 – температура теплоносія (води) на вході та виході з котла ($^\circ\text{C}$); τ – час проведення експерименту, с.

Фактично величину Q_1 знімаємо з показань лічильника теплоти. Втрати теплоти з димовими газами, що відходять від котла визначаються як:

$$Q_2 = \int_0^\tau (I_{\text{дг}} - I_{\text{дп}}) d\tau,$$

де $I_{\text{дг}}$ – потік енергії з ентальпією димових газів, кВт; $I_{\text{дп}}$ – потік енергії з ентальпією повітря, кВт.

Потік енергії з ентальпією димових газів визначається стандартним чином з використанням результатів виміру витрати димових газів, їх температури та концентрації компонентів [4]. Для визначення ентальпії дуттьового повітря його витрата приймається рівною витраті димових газів.

Загальні сумарні втрати теплоти на випаровування вологи наважки ТПВ:

$$Q_{\text{пари}} = Q_{\text{нагрів}} + Q_{\text{випаров}},$$

де $Q_{\text{нагрів}}$ – кількість теплоти, необхідної для нагрівання води до температури кипіння, кДж; $Q_{\text{випаров}}$ – кількість теплоти, необхідної для випаровування води, кДж.

Величини $Q_{\text{нагрів}}$, $Q_{\text{випаров}}$ визначаються стандартним чином згідно [4].

Втрати теплоти з механічним недопалом розраховуються за наступною формулою (у прийнятому допущенні, що сума корисного обсягу теплоти та розрахованих і виміряних втрат дорівнює 100 %):

$$q_4 = \frac{m_{\text{ТПВ}}^{\text{після котла}} - m_{\text{ТПВ}}^{\text{шлаку}}}{m_{\text{ТПВ}}^{\text{після котла}}} \cdot 100,$$

де q_4 – втрати теплоти з механічним недопалом, %; $m_{\text{ТПВ}}^{\text{після котла}}$ – маса зольного залишку після спалювання наважки ТПВ в котлі, кг; $m_{\text{ТПВ}}^{\text{шлаку}}$ – маса шлаку після термічної обробки зольного залишку в муфельній печі, кг.

Втрати теплоти від охолодження поверхні котла у навколишнє повітря розраховуються за наступною формулою:

$$Q_5 = k \cdot F \cdot (t_{\text{котел}} - t_0) \cdot \tau, \quad (3)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні до повітря, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $t_{\text{котел}}$ – температура зовнішніх поверхонь котла, $^\circ\text{C}$; t_0 – температура повітря в лабораторії, $^\circ\text{C}$; F – площа зовнішньої поверхні котла, м^2 ; τ – тривалість експерименту, с.

Втрати теплоти з фізичною теплотою шлаку розраховуються за наступною формулою:

$$Q_6 = m_{\text{ТПВ}}^{\text{шлаку}} \cdot c_{\text{шлак}} \cdot (t_{\text{шлак}} - t_0),$$

де $m_{\text{ТПВ}}^{\text{шлаку}}$ – маса шлаку в наважці ТПВ після термічної обробки зольного залишку в муфельній печі, кг; $c_{\text{шлак}}$ – питома теплоємність шлаку, кДж/(кг·°С); $t_{\text{шлак}}$ – температура шлаку, °С.

Використання створеної методики

Створену методику протестовано при визначенні теплоти згоряння ТПВ для довільно заданих параметрів модельної наважки (Табл. 2).

Таблиця 2

Модельна наважка ТПВ

№ за п.	Найменування компоненту ТПВ	Моделювання компонентів наважки ТПВ	Вага сухої наважки ТПВ, кг
1	Харчові відходи	картопля	1
2	Папір та картон	шматки офісного паперу, періодичних газет, картону	0,3
3	Полімери (пластик, пластмаси)	ПЕТ пляшки, одноразові поліетиленові пакети	0,3
4	Скло та кераміка	скло скляних пляшок, черепки керамічних виробів	0,3
5	Метали	проволока сталева	0,05
6	Текстиль	х/б та шерстяне ганчір'я	0,06
7	Деревина	гілки дерев (верба, тополя), соснові тріски	0,03
8	Гума та шкіра	обрізки шкіряних виробів (взуття, паски, гаманці, сумки)	0,02
9	Залишок твердих побутових відходів після вилучення компонентів	дрібне будівельне сміття, каміння.	0,13
10	Разом		2,2

З наданих компонентів ТПВ були підготовлені аналітичні проби шляхом подрібнення та витримки у тонкому шарі в лабораторних умовах протягом двох діб до досягнення повітряно-сухого стану. Харчові відходи (позиція № 1 в таблиці 2), які у початковому стані мали найбільшу вологість, після подрібнення були підсушені протягом 2 годин при температурі (50 ± 2) °С, а потім витримані у тонкому шарі в лабораторних умовах протягом двох діб.

На колосникову решітку завантажували зволожену наважку ТПВ вагою 3 кг (2,2 кг сухої наважки та 0,8 л води). Під колосниковою решіткою була розміщена ємність, в яку було налито 2,06 л води для додаткового внесення вологи в топку.

Сумарна кількість вологи у топці, з урахуванням фактичної вологості наважки разом з додатковою водою в ємності, була еквівалентна вологості наважки 56,5 %.

Загальна кількість теплоти, що виділилась від згоряння ТПВ становить 21263 кДж. Встановлена теплотворна здатність ТПВ становить 4253 кДж/кг. Зольність ТПВ складає 32,9 %. Отримані результати в достатній мірі погоджується з даними роботи [3] та прогноною розрахунковою мінімальною теплотою згоряння для умов дослідження 4427 кДж/кг.

Висновки

Розроблено методику та визначені технічні засоби проведення експериментальних досліджень з визначення кількості теплоти, що виділяється при спалюванні довільних наважок твердих побутових відходів.

На етапі попереднього тестування показано достатній рівень збіжності експериментальних та розрахункових значень теплоти згоряння для одного варіанту складу ТПВ.

В подальшому розроблену методику доцільно використовувати не лише для визначення теплоти згоряння ТПВ, а й для моделювання умов спалювання ТПВ в реальних промислових котлах-утилізаторах.

Список літератури

1. Тугов А. Н. Исследование процессов и технологий энергетической утилизации бытовых отходов для разработки отечественной ТЭС на ТБО. Автореф. докт. дис. Москва, 2012. – 43 с.
2. Ильиных Г. В. Оценка теплотехнических свойств твердых бытовых отходов исходя из их морфологического состава / Вестник ПНИПУ. Урбанистика. – 2013. – № 3. – С. 125–136.
3. Серикбаев Н. С., Махамбетова А. К., Жакупаева С. Т. Элементарный состав и низшая теплота сгорания ТБО г. Астана и продуктов его переработки методом пиролиза. – Вестник ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, 2013. – № 6. – С. 228–232.
4. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – Издание 3-е, переработанное и дополненное. СПб: Издательство НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.

Рукопис надійшов 21.08.2015 р.

УДК 504.06:006.03

Матухно О.В. — к.т.н., доцент, Національна металургійна академія України

АНАЛІЗ ПИТАННЯ ВІДПОВІДНОСТІ ВІТЧИЗНЯНИХ ТА ЄВРОПЕЙСЬКИХ СТАНДАРТІВ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ

Проведено порівняльний аналіз та складено перелік нормативів ISO серії 14000 та наявних відповідних їм державних стандартів України. Встановлено, що державна система нормативних документів з питань екології потребує суттєвої доробки в сфері використання існуючих стандартів ISO в зв'язку з неповним охопленням екологічних питань державними нормативними документами ДСТУ ISO (гармонізованими з міжнародними). Запропоновано доповнення ДСТУ конкретними вимогами та рекомендаціями, оформленими у вигляді обов'язкових до виконання в Україні національних додатків. Рекомендована розробка комбінованих нормативно-технічних документів з питань лабораторно-дослідного та інженерного напрямків захисту довкілля. Розроблені пропозиції щодо адаптації державних стандартів з екології до міжнародних вимог дозволять спростити інтеграцію українських фахівців та їх розробок до країн ЄС.

Ключові слова: екологія; екологічна безпека; навколишнє природне середовище; Державні стандарти України; Європейський союз; міжнародні стандарти; ISO 14000.

Постановка задачі

Екологія, як складова життєво-виробничої діяльності Людства, все ще є молодого наукою. Втілення її в життєдіяльність суспільства потребує подальшого розвитку міжнародно-правового, організаційного та нормативно-технічного забезпечення.

Оскільки питання екологічного захисту довкілля мають організаційно-технічну суть, мета цієї роботи – аналіз існуючої сучасної нормативної бази з питань екології в Україні, її відповідність міжнародним стандартам і пропозиції щодо адаптації для практичного використання. Ця мета стає особливо актуальною з урахуванням Євроінтеграційного вектору сучасної зовнішньої політики України.

Окремо слід зазначити необхідність надання практичної можливості фахівцям будь-яких спеціальностей приймати кваліфіковані рішення з урахуванням екологічних нормативних обмежень в сфері

їхньої фахової діяльності. Проведення системного аналізу міжнародних стандартів з питань екології, гармонізація національних стандартів України відповідно до міжнародних вимог та розробка комбінованих нормативно-технічних документів, які мають містити практичні рекомендації (обов'язкові до виконання нормативні вимоги) та нормативні посилання з питань лабораторно-дослідного та інженерного напрямків діяльності захисту довкілля дозволять вирішити цю задачу.

Аналіз останніх досліджень.

Аналіз ситуації в сфері державних нормативних документів з питань захисту навколишнього середовища показав, що починаючи приблизно з 1992 р. відбулося первинне формування в рамках Європейської спільноти міжнародно-правового режиму у сфері охорони оточуючого довкілля [1 – 5]. Про наявність цього режиму свідчить існування сталих та взаємопов'язаних правил, що визначають норми поведінки суб'єктів і формують перспективи в сфері охорони навколишнього природного середовища.

Особливістю сучасного етапу розвитку міжнародно-правового режиму є те, що він базується в основному на рамочних директивах, тобто на актах, що вказують бажані кінцеві цілі досягнення, але надають суб'єктам господарчої діяльності свободу вибору засобів для досягнення цих цілей та ступеню їх досягнення (з урахуванням ступеню розвитку відповідних технологій).

Європейський досвід [5] показує, що, при визначенні поняття екологічного збитку, орієнтуються на вимірюване погіршення стану чітко визначеного компоненту оточуючого середовища. Відсутність конкретики (рамочні директиви) дозволяє неоднозначне прочитання норм без урахування наукового обґрунтування і конкретного виду збитків.

Все вищесказане свідчить про необхідність подальшого постійного (з урахуванням досягнень науково-технічного прогресу) вдосконалення екологічних нормативів.

Викладення основного матеріалу

Велику роботу в указаному напрямку проводить International Organization for Standardization (ISO), яка розробила і розробляє міжнародні стандарти, в тому числі й екологічні, наприклад, серії 14000. Серія 14000 містить як засадничі, так і нормативні стандарти, що використовуються в Україні у вигляді автентичних перекладів (ідентичні або модифіковані міжнародні стандарти).

Стандарти ISO 14000 схожі з ISO 9000 (сімейство стандартів з менеджменту якості):

- відносяться до процесу виробництва продукту, а не до самого продукту;
- сертифікація виконується сторонніми організаціями, а не ISO безпосередньо.

Вимоги ISO 14000 є невід'ємною частиною Схеми екологічного менеджменту та аудиту Європейського союзу (EMAS). При цьому слід зазначити відсутність теоретико-методичних аспектів адаптації міжнародних стандартів у галузі екоменеджменту до реальних умов в Україні.

З метою аналізу ситуації щодо гармонізації Державних стандартів України з питань екології та міжнародних стандартів складено їх приблизний перелік (таблиця 1) [6, 7, 8, 9].

Таблиця 1

Перелік Європейських стандартів екологічної безпеки серії 14000, що діють в Україні, та наявність відповідних їм національних стандартів

Міжнародні стандарти з екологічного менеджменту та аудиту	Національні стандарти України (гармонізовані з міжнародними)
<i>Системи екологічного менеджменту</i>	
ISO 14001:2015. Системи екологічного менеджменту. Вимоги і настанови із застосування	ДСТУ ISO 14001:2006 Системи екологічного керування. Вимоги та настанови щодо застосування
ISO 14004:2004. Системи екологічного менеджменту. Загальні настанови щодо принципів, систем та засобів забезпечення	ДСТУ ISO 14004:2006. Система екологічного управління. Загальні настанови щодо принципів, систем та засобів забезпечення
ISO 14005:2010. Системи екологічного менеджменту. Настанови щодо поетапного запровадження системи екологічного управління, використовуючи оцінювання екологічних характеристик	ДСТУ ISO 14005:2015 Системи екологічного управління. Настанови щодо поетапного запровадження системи екологічного управління, використовуючи оцінювання екологічних характеристик
ISO 14006:2011. Системи екологічного менеджменту. Настанови щодо запровадження екологічного проектування	ДСТУ ISO 14006:2013 Системи екологічного управління. Настанови щодо запровадження екологічного проектування
ISO Guide 66:1999 Загальні вимоги до органів, що здійснюють оцінку і сертифікацію систем екологічного менеджменту	Немає

Продовження табл. 1

Міжнародні стандарти з екологічного менеджменту та аудиту	Національні стандарти України (гармонізовані з міжнародними)
<i>Екологічний аудит і екологічна оцінка</i>	
ISO 14015:2001. Екологічний менеджмент. Екологічна оцінка ділянок і організацій	ДСТУ ISO 14015:2005 Екологічне керування. Екологічне оцінювання виробничих об'єктів та організацій
ISO 19011:2002. Керівництво з аудиту якості і екологічного аудиту	ДСТУ ISO 19011:2003 Настанови щодо здійснення аудитів систем управління якістю та (чи) навколишнім середовищем
<i>Екологічне маркування та декларування</i>	
ISO 14020:2000. Екологічні маркування і декларування. Загальні принципи	ДСТУ ISO 14020:2003. Екологічні маркування та декларації. Загальні принципи
ISO 14021:1999. Екологічні маркування і декларації. Само-декларуючі екологічні заяви (екологічне маркування типу II)	ДСТУ ISO 14021:2002. Екологічні маркування та декларації. Екологічні самодекларації (екологічне етикетування типу II)
ISO 14024:1999. Екологічні маркування і декларації. Екологічне маркування типу I. Принципи та процедури	ДСТУ ISO 14024:2002. Екологічні маркування та декларації. Екологічне етикетування типу I. Принципи та методи
ISO 14025:2006. Екологічні маркування і декларації. Екологічні декларації типу III. Принципи і процедури	ДСТУ ISO 14025:2008. Екологічні маркування і декларації. Екологічні декларації типу III. Принципи і процедури
<i>Оцінка екологічної результативності</i>	
ISO 14031:2013. Екологічний менеджмент. Оцінка екологічної результативності. Керівництво (замість ISO 14031:1999)	ДСТУ ISO 14031:2004 Екологічне керування. Настанови щодо оцінювання екологічної характеристики
ISO/TR 14032:1999 Екологічний менеджмент. Приклади оцінки екологічної результативності (скасований 26.06.2009)	ДСТУ ISO/TR 14032:2004 Екологічне керування. Приклади оцінювання екологічної характеристики
ISO/TS 14033:2012 Екологічний менеджмент. Інформація щодо кількісних методах дослідження стану оточуючого середовища. Настанови і приклади	Немає
ISO 14051:2011 Екологічний менеджмент. Облік вартості матеріальних потоків. Загальні принципи	ДСТУ ISO 14051:2015 Екологічне управління. Облік витрат, пов'язаних із матеріальними потоками. Загальні принципи та структура

Продовження табл. 1

Міжнародні стандарти з екологічного менеджменту та аудиту	Національні стандарти України (гармонізовані з міжнародними)
<i>Оцінка життєвого циклу продукції та послуг</i>	
ISO 14040:2006 Екологічний менеджмент. Оцінка життєвого циклу. Принципи і структура	ДСТУ ISO 14040:2013 Екологічне керування. Оцінювання життєвого циклу. Принципи та структура
ISO 14041:1998 Екологічний менеджмент. Оцінка життєвого циклу. Визначення мети і області дослідження, інвентаризаційний аналіз	ДСТУ ISO 14041:2004 Екологічне керування. Оцінювання життєвого циклу. Визначення цілі і сфери застосування інвентаризації
ISO 14042:2000 Екологічний менеджмент. Оцінка життєвого циклу. Оцінка впливу життєвого циклу	Немає
ISO 14043:2000 Екологічний менеджмент. Оцінка життєвого циклу. Інтерпретація життєвого циклу	Немає
ISO 14044:2006 Екологічний менеджмент. Оцінка життєвого циклу. Вимоги та керівні настанови	ДСТУ ISO 14044:2013 Екологічний менеджмент – Оцінка життєвого циклу – Принципи і настанови
ISO 14045:2012 Екологічний менеджмент. Екологічна оцінка ефективності систем продуктів. Принципи, вимоги та керівні настанови	У стадії розробки
ISO/TR 14047:2012 Екологічний менеджмент. Оцінка життєвого циклу. Приклади застосування стандарту ISO 14042 до ситуацій впливу (замість ISO/TR 14047:2003)	ДСТУ ISO/TR 14047:2007 Екологічне управління. Оцінка життєвого циклу. Приклади застосування стандарту ISO 14042
ISO/TS 14048:2002 Екологічний менеджмент. Оцінка життєвого циклу. Формат документування даних з оцінки життєвого циклу	ДСТУ-П ISO/TS 1448:2013 Екологічне управління. Оцінювання життєвого циклу. Формат документування даних (пробний, чинний на період з 01.07.2014 по 01.07.2017pp.)
ISO/TR 14049:2012 Екологічний менеджмент. Оцінка життєвого циклу. Приклади застосування стандарту ISO 14041 для визначення мети і області дослідження, а також інвентаризаційного аналізу (замість ISO/TR 14049:2000)	ДСТУ ISO/TR 14049:2004 Екологічне керування. Оцінювання життєвого циклу. Приклади використання ISO 14041 для визначення цілі і сфери застосування та аналізування інвентаризації

Продовження табл. 1

Міжнародні стандарти з екологічного менеджменту та аудиту	Національні стандарти України (гармонізовані з міжнародними)
ISO/TR 14062:2002 Екологічний менеджмент. Інтегрування екологічних аспектів в проектування і розробку продукції	ДСТУ ISO/TR 14062:2006 Екологічне керування. Врахування екологічних аспектів під час проектування та розробки продукції
ISO Guide 64:1997 Настанова щодо включення екологічних аспектів у стандарти на продукцію	ДСТУ-Н 4340:2004 Настанови щодо внесення екологічних вимог до стандартів на продукцію. Загальні положення
ISO Guide 64:2008 Настанова щодо включення екологічних аспектів у стандарти на продукцію	ДСТУ ISO Guide 64:2010 Настанови щодо врахування екологічних питань у стандартах на продукцію
<i>Словник</i>	
ISO 14050:2009 Екологічний менеджмент. Словник	У стадії розробки
<i>Екологічна інформація та викиди парникових газів</i>	
ISO 14064-1:2006 Парникові гази. Частина 1. Технічні вимоги і керівництво для організацій щодо визначення кількості і звітності про емісію парникових газів і їх видаленню	ДСТУ ISO 14064-1:2015 Парникові гази. Частина 1. Вимоги та настанови щодо кількісного визначення і звітності про викиди та видалення парникових газів на рівні організації
ISO 14064-2:2006 Парникові гази. Частина 2. Технічні вимоги і керівництво для проектувальників по визначенню кількості, моніторингу та звітності про скорочення емісії парникових газів і видаленню перевищеної кількості	У стадії розробки
ISO 14064-3:2006 Парникові гази. Частина 3. Технічні вимоги та настанова щодо валідації та верифікації тверджень щодо парникових газів	ДСТУ ISO 14064-3:2015 Парникові гази. Частина 3. Вимоги та настанови з валідації та верифікації тверджень щодо парникових газів
ISO 14065:2013 Парникові гази. Вимоги до органів з валідації та верифікації парникових газів, що застосовуються для акредитації або інших форм визнання	ДСТУ ISO 14065:2015 Парникові гази. Вимоги до органів з валідації та верифікації тверджень щодо парникових газів для їх застосування у разі акредитації чи інших форм визнання

Продовження табл. 1

Міжнародні стандарти з екологічного менеджменту та аудиту	Національні стандарти України (гармонізовані з міжнародними)
ISO 14066:2011 Парникові гази. Вимоги до компетентності груп з валідації та верифікації парникових газів	Немає
ISO/TS 14067:2013 Вуглецевий слід продуктів. Вимоги та настанови щодо визначення кількості і обміну даними	Немає
ISO/TR 14069:2013 Парникові гази. Визначення кількості та звітність про викиди для організацій. Керівництво з застосування	Немає
ISO 14063:2006 Екологічний менеджмент. Обмін екологічною інформацією. Настанови і приклади	ДСТУ ISO 14063:2008 Екологічне керування. Обмін екологічною інформацією. Настанови та приклади

Порівняльний аналіз нормативів ISO серії 14000 та наявних відповідних державних стандартів ДСТУ свідчить про неповне охоплення існуючих екологічних питань державними нормативними документами, хоча ця робота постійно ведеться, що підтверджує значна кількість оновлених ДСТУ від 2013 – 2015 років.

Крім серії 14000, що стосується питань побудови екологічного менеджменту, існують, також, нормативи ISO інших серій, які визначають методики і засоби аналізу якості природних середовищ (води, ґрунту, повітря та ін.).

Окремо слід зазначити відсутність низки діючих нормативних документів в переліку електронних копій нормативних документів, що розповсюджуються з 10 жовтня 2012 року ДП «УкрНДНЦ» (за українським класифікатором нормативних документів ДК 004:2008, розділ 13 «Захист довкілля»).

З вищевказаного можна зробити наступні **висновки**:

1. Державна система нормативних документів (ДСТУ) потребує постійної суттєвої доробки в сфері використання існуючих нормативних документів ISO.

2. Відсутній офіційний повний фаховий перелік обов'язкових до виконання (діючих) в Україні нормативів з захисту довкілля.

Виходячи з цього вважаємо доцільними наступні пропозиції:

– 3 метою запобігання вільної трактовки стандартів бажано доповнення ДСТУ конкретними вимогами та рекомендаціями, оформленими у вигляді обов'язкових до виконання в Україні національних додатків. Ці додатки повинні мати чітко визначені терміни дії та строки перегляду – для підтримання постійного рівня відповідності сучасному стану науково-технічного прогресу. Базою для формування таких додатків можуть служити Директиви ЕС, прив'язані до реальних умов в Україні, та оригінальні розробки національних наукових організацій.

– Для чіткого практичного використання досягнень екології фахівцями різних спеціальностей назрів час розробки комбінованих нормативно-технічних документів (Правил – на зразок Правил Улаштування Електроустановок – ПУЕ), що охоплюватимуть практичні рекомендації (обов'язкові до виконання нормативні вимоги) та нормативні посилання з питань лабораторно-дослідного та інженерного напрямків діяльності захисту довкілля. При розробці комбінованих національних нормативних документів, що не повторюють нормативи ISO (не автентичні), але розробляються на їх базі, кожен окремий пункт такого документу повинен мати обов'язкове конкретне посилання на відповідний пункт документу ISO, іншого діючого нормативу, або позначений, як оригінальний.

– Рекомендувати ДП «УкрНДНЦ» випускати, крім загального переліку нормативів за класифікатором ДК 004-2008, обов'язкові до користування окремі фахові переліки, в тому числі і з екологічної безпеки.

Вирішення цих організаційних питань буде сприяти не лише якісному практичному вирішенню нагальних екологічних проблем в Україні, але й суттєво полегшить інтеграцію українських фахівців та їх розробок в країни ЄС.

Перелік посилань

1. Скрипчук П. М. Теоретико-методологічні основи формування системи екологічної стандартизації та сертифікації. Монографія / П. М. Скрипчук. – Рівне : НУВГП, 2011. – 367 с.

2. Друзюк В. М. Формування нормативних засад для впровадження стандартів ISO 14000: автореф. дис. канд. техн. наук. 05.01.02 / Національний ун-т "Львівська політехніка". – Л., 2002. – 20 с.

3. ДСТУ 1.0:2003, ДСТУ 1.1:2001, ДСТУ 1.2:2003, ДСТУ 1.5:2003, ДСТУ 1.7:2001, ДСТУ 1.13:2001, ДСТУ ISO/IEC Guide 59:2000. Національна стандартизація. – Київ : Держспоживстандарт України, 2003. – 203 с.

4. Директива 2004/35/ЄС Європейського Парламенту та Ради «Про екологічну відповідальність за попередження та ліквідацію наслідків завданої навколишньому середовищу шкоди» від 21 квітня 2004 року [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/994_965

5. Наказ Мінприроди № 392 від 13.10.2004 «Про організацію роботи щодо впровадження екологічних міжнародних стандартів ISO серії 14000» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.ua-info.biz/legal/basejt/ua-amwwae.htm

6. ISO. Каталог стандартів 13.020: Охрана окружающей среды [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.iso.org/iso/ru/home/store/catalogue_ics/catalogue_ics_browse.htm?ICS1=13&ICS2=20

7. Стандарти екологічної безпеки, що діють в Україні. Частина I. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://manuava.usoz.ua/publ/3-1-0-46>

8. Стандарти екологічної безпеки, що діють в Україні. Частина II. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://manuava.usoz.ua/publ/3-1-0-47>

9. Перелік чинних в Україні нормативних документів у галузі будівництва та промисловості будівельних матеріалів станом на 1 січня 2015 року [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://document.ua/perelik-chinnih-v-ukrayini-normativnih-dokumentiv-u-galuzi-b-nor27227.html>

Рукопис надійшов 14.09.2015 р.

УДК 669–147:621.77

Полещук В.М. — к.т.н., исполнительный директор, Ассоциация научных организаций горно-металлургического комплекса Украины

Бровкин В.Л. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Витер Т.О. — аспирант, НМетАУ

ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЯ НЕПРЕРЫВНОЛИТОГО СЛИТКА СОРТОВОЙ МНЛЗ

Работа направлена на повышение теплосодержания непрерывнолитого слитка. Для расчета температурных полей непрерывнолитого слитка по длине МНЛЗ использована математическая модель теплообмена на основе численного решения двумерного дифференциального уравнения теплопроводности с граничными условиями третьего рода. Выполнены расчеты температурных режимов охлаждения слитка при различных скоростях разливки. Показаны возможности совмещения разливки и прокатки заготовок без промежуточного нагрева в методических печах. Составлен тепловой баланс МНЛЗ.

Ключевые слова: непрерывная разливка; температурные поля; производительность; локальное обжатие; тепловой баланс.

Введение

В большинстве случаев непрерывнолитой металл не является конечной продукцией, он поступает на прокатные станы, где из него получают сортовой металл, трубы, рельсы и т.д. Рациональная технология, очевидно, должна обеспечивать сочетание процессов разливки и обработки давлением, в первую очередь, для получения продукции высокого качества при низких затратах энергии и небольших потерях металла.

Современные прокатные станы обеспечивают скорость прокатки 5 – 10 м/мин, тогда как скорость разливки на машинах непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) при сечениях от 100×100 мм до 150×150 мм не превышает 6 м/мин [1]. Повысить скорость разливки на действующих МНЛЗ пока не представляется возможным, так как при порезке это может привести к вытеканию жидкой сердцевины слитка.

Одним из способов повышения производительности МНЛЗ является использование локального обжатия слитка перед порезкой [2, 3]. Он позволяет отделить заготовку от непрерывнолитого слитка, что

приведет к вытеснению жидкой сердцевины из зоны порезки и исключит ее вытекание. Локальное обжatie обладает рядом преимуществ:

- повышение производительности МНЛЗ;
- повышение теплосодержания заготовок, что позволяет сократить или даже исключить промежуточный нагрев заготовок в методических печах перед прокаткой;
- экономия газа при порезке поперечного сечения слитка.

Локальную деформацию слитка производят до смыкания закристаллизовавшихся внутренних слоев заготовки при содержании закристаллизовавшейся части не менее 60 % от общей площади сечения заготовки [4].

Постановка задачи

Задача повышения теплосодержания непрерывнолитой заготовки решалась применительно к условиям сортовой МНЛЗ одного из металлургических заводов Украины. Для расчета температурных режимов охлаждения непрерывнолитого слитка по длине МНЛЗ использована математическая модель теплообмена на основе численного решения двумерного дифференциального уравнения теплопроводности с граничными условиями третьего рода [5].

Исходные данные для расчетов:

- 1) сталь 3. Состав и теплофизические свойства взяты из [6];
- 2) температура перегрева стали: 15 °С;
- 3) размеры поперечного сечения слитка: 0,13×0,13 м;
- 4) скорость разливки: $V_p = 4,2$; 6 м/мин;
- 5) зона охлаждения состоит из 8 участков с длинами:
 - кристаллизатор А = 0,85 м;
 - зона вторичного охлаждения (ЗВО) – 4 участка: В = 0,5 м, С = 2,65 м, D = 3,05 м, E = 3,5 м;
 - зона охлаждения на открытом воздухе – 3 участка:
 - участок выпрямления слитка F = 15 м;
 - предполагаемый участок локального обжatia G = 5 м;
 - участок порезки H = 5,5 м.

6) удельный расход воды на ЗВО для охлаждения заготовок определен по заводским данным из условий эксплуатации существующей сортовой МНЛЗ [$\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{час})$]: участок В – 54; участок С – 10; участок D – 4; участок E – 2.

Обсуждение результатов

На рисунке 1 представлена температурная диаграмма процесса охлаждения непрерывнолитого слитка по длине МНЛЗ без примене-

ния принципа локального обжата слитка. Скорость разливки соответствует практическим данным и составляет 4,2 м/мин.

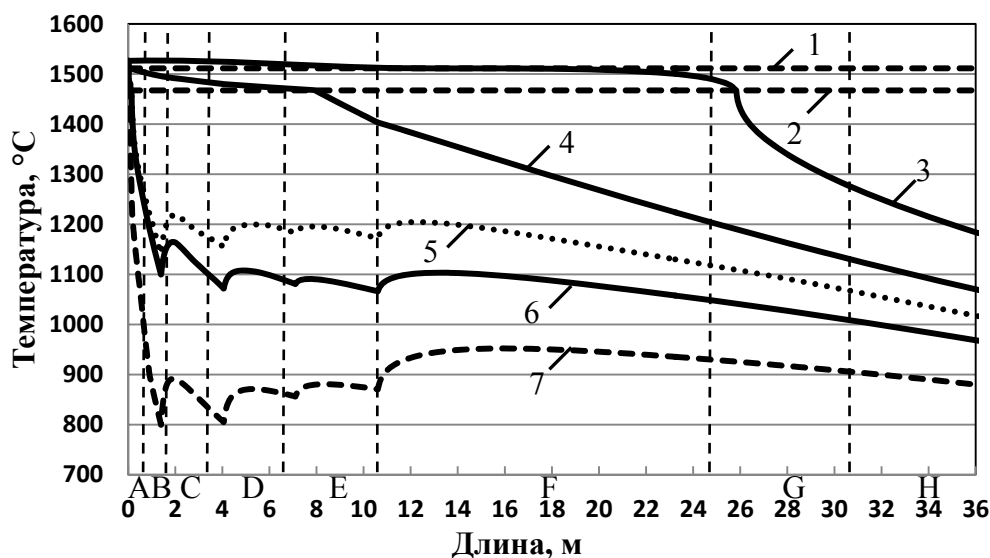


Рис. 1. Температурная диаграмма процесса охлаждения непрерывно-литого слитка по длине МНЛЗ при скорости разливки 4,2 м/мин:

А-Н – см. по тексту; 1 – температура ликвидус, 2 – температурасолидус, 3 – температура центра; 4 – среднемассовая температура; 5 – температура середины грани, 6 – усредненная температура поверхности, 7 – температура угла

Из рисунка 1 видно, что на момент порезки слиток не имеет жидкую сердцевину. Температура поверхности в первой зоне ЗВО (участок В) опускается до 1120 °С, затем постепенно выравнивается и на момент начала порезки (в конце участка G) имеет температуру 1050 °С. Среднемассовая температура слитка плавно снижается по всей длине МНЛЗ и на момент порезки составляет 1130 °С.

На рисунке 2 представлена температурная диаграмма процесса охлаждения непрерывнолитого слитка по длине МНЛЗ, при условии применения принципа локального обжата слитка. Скорость разливки при этом составляет 6 м/мин. Исходя из технических возможностей МНЛЗ, использование такой скорости разливки позволяет повысить производительность МНЛЗ на 50 %.

Как видно из рисунка 2 на момент порезки слиток имеет жидкую сердцевину. Температура поверхности в первой зоне ЗВО (участок В) опускается до 1200 °С, затем постепенно выравнивается и на момент начала порезки (в конце участка G) имеет температуру 1100 °С. Температура центра на момент порезки находится в двухфазной области. Среднемассовая температура слитка на момент начала порезки составляет 1300 °С.

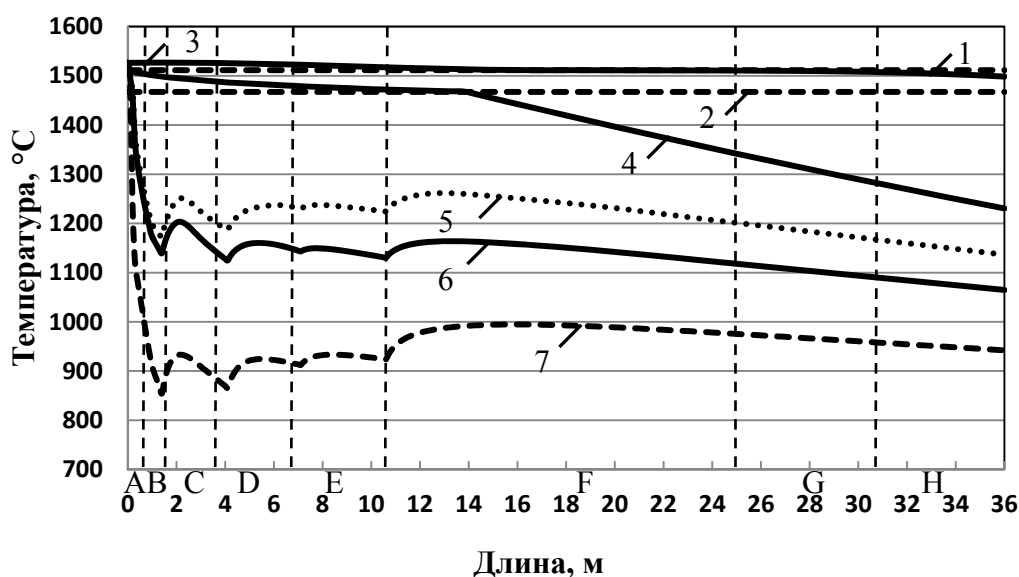


Рис. 2. Температурная диаграмма процесса охлаждения непрерывнолитого слитка по длине МНЛЗ при скорости разливки 6 м/мин:
А-Н – см. по тексту; 1 – температура ликвидус, 2 – температура солидус, 3 – температура центра; 4 – среднemasовая температура; 5 – температура середины грани, 6 – усредненная температура поверхности, 7 – температура угла

На рисунке 3 показана динамика роста твердой фазы по длине МНЛЗ при скорости разливки 6 м/мин.

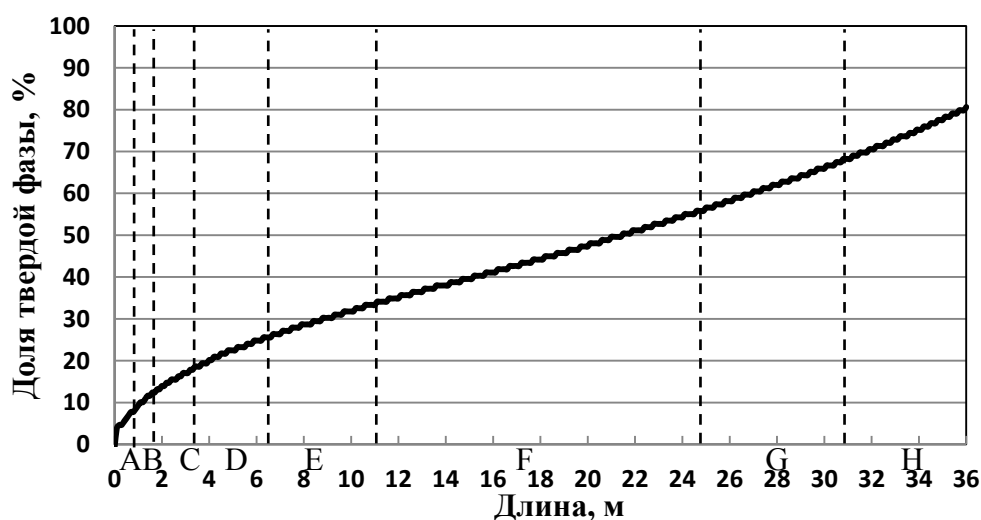


Рис. 3. Динамика роста твердой фазы по длине МНЛЗ:

А-Н – см. по тексту

Как видно из рисунка 3 доля твердой фазы равномерно повышается по всей длине МНЛЗ и в начале участка G составляет порядка

60 %. Это удовлетворяет условию смыкания поверхностных твердых слоев при локальном обжати [4].

На основе численного решения температурной задачи составлен тепловой баланс МНЛЗ. В начальный момент времени теплосодержание непрерывнолитого слитка составляет 1249,1 кДж/кг, температура поверхности 1526 °С, среднемассовая температура 1526 °С. В таблице 1 представлен тепловой баланс МНЛЗ при скорости разливки 4,2 м/мин.

Таблица 1

Расширенный тепловой баланс МНЛЗ при скорости разливки 4,2 м/мин

Статьи баланса	Количество теплоты		Дополнительные показатели по концам участков МНЛЗ		
	кДж/кг	%	Исходная теплота металла, кДж/кг	Среднемассовая температура металла, °С	Температура поверхности металла, °С
Приход теплоты					
1. Теплота жидкого металла перед кристаллизатором	1249,1	100	1249,1	1526	1526
Итого приход теплоты:	1249,1	100			
Расход теплоты			Остаточная теплота слитка, кДж/кг	Среднемассовая температура слитка, °С	Температура поверхности слитка, °С
1. Кристаллизатор	97,6	7,8	1151,5	1501	1185
2. Участок ЗВО №1	39,3	3,1	1112,2	1495	1120
3. Участок ЗВО №2	106	8,5	1006,2	1480	1075
4. Участок ЗВО №3	71	5,6	935,2	1470	1079
5. Участок ЗВО №4	62,4	4,9	872,8	1402	1065
6. Участок охлаждения на воздухе до реза	194,1	15,5	678,7	1130	1008
7. Участок порезки	42,6	3,5	636,1	1068	967
8. Теплота по сечению заготовки в момент окончания реза	636,1	51,1			
Итого расход теплоты:	1249,1	100			

Как видно из таблицы 1 слиток теряет около 50 % начального теплосодержания. Теплосодержание слитка после порезки 636,1 кДж/кг. Это соответствует среднемассовой температуре 1068 °С, что не явля-

ется достаточным для совмещения процессов разливки и прокатки без промежуточного нагрева слитка.

В таблице 2 представлен тепловой баланс МНЛЗ при скорости разливки 6 м/мин с применением локального обжата слитка.

Таблица 2

Расширенный тепловой баланс МНЛЗ при скорости разливки 6 м/мин

Статьи баланса	Количество теплоты		Дополнительные показатели по концам участков МНЛЗ		
	кДж/кг	%	Исходная теплота металла, кДж/кг	Среднемассовая температура металла, °С	Температура поверхности металла, °С
Приход теплоты					
1. Теплота жидкого металла перед кристаллизатором	1249,1	100	1249,1	1526	1526
Итого приход теплоты:	1249,1	100			
Расход теплоты			Остаточная теплота слитка, кДж/кг	Среднемассовая температура слитка, °С	Температура поверхности слитка, °С
1. Кристаллизатор	81,8	6,5	1167,3	1503	1212
2. Участок ЗВО №1	28,5	2,2	1138,7	1499	1147
3. Участок ЗВО №2	70,5	5,6	1068,2	1488	1167
4. Участок ЗВО №3	50,5	4,0	1017,7	1481	1183
5. Участок ЗВО №4	47,2	3,7	970,5	1474	1164
6. Зона охлаждения на воздухе до порезки	170	13,6	800,5	1300	1100
7. Участок порезки	38,6	3,0	761,9	1230	1068
8. Теплота по сечению заготовки в момент окончания реза	761,9	61,4			
Итого расход теплоты:	1249,1	100			

Как видно из таблицы 2 слиток теряет около 40 % начального теплосодержания. Теплосодержание заготовки по ее сечению в момент окончания порезки составляет 761,9 кДж/кг, что соответствует среднемассовой температуре 1230 °С. При этом перепад температуры по сечению заготовки довольно большой и составляет 430 °С. Если разместить на участке между МНЛЗ и прокатным станом термостатирующее устройство для выравнивания температуры по сечению не-

прерывнолитой заготовки, то возможно совмещение процессов разливки и прокатки с сокращением или даже исключением промежуточного нагрева заготовок в методических печах.

Выводы

1. Выполнены расчеты температурных режимов охлаждения слитка в сортовой МНЛЗ при различных скоростях разливки.

2. Показано, что применение способа локального обжата слитка с жидкой сердцевинной позволяет повысить производительность МНЛЗ на 50 %.

3. Использование локального обжата слитка перед порезкой позволяет повысить его теплосодержание на 20 %, а среднемассовую температуру с 1068 °С до 1230 °С, что в случае совмещения процесса разливки и прокатки позволяет сократить или даже исключить промежуточный нагрев заготовок перед прокаткой.

Список литературы

1. Бровман М. Я. Непрерывная разливка металлов / М. Я. Бровман. – М. : ЭКОМЕТ, 2007. – 484 с.

2. Пат. 175. Россия. МПК В 22 D 11/126. Способ получения непрерывнолитых заготовок / Полещук В. М., Кривченко Ю. С., Бычков С. В. – № 2433016; Заявл. 17.11.2008; Опубл. 10.11.2011, Бюл. № 2.

3. Киселев А. П. Основные направления развития способов снижения обрезки при переработке непрерывнолитых заготовок / Киселев А. П. // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 1998. – № 4. – С. 31–33.

4. Математическая модель и расчет параметров мягкого обжата непрерывнолитых заготовок / Буланов Л. В., Юровский Н. А., Химич Т. Г., Масаев М. В. // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2003. – № 8. – С. 124–130.

5. Research of temperature fields and thermal stresses in the continuous casting ingot / V. Polyeshchuk, V. Brovkin, T. Viter, L. Lazic, A. Varga, J. Kizek // 14 th International Scientific Conference “Energy transformations in industry”, September 23–25, 2015, StaraLubovna. – 2015. – P. 136–141.

6. Огурцов А. П. Непрерывное литье стали / Огурцов А. П., Гресс А. В. – Днепропетровск : Системные технологии, 2002. – 675 с.

Рукопись поступила 10.10.2015 г.

УДК 66.45

Пульпинский В.Б. – ст. преподаватель, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Шемет Т.Н. – ст. преподаватель, НМетАУ

Усенко А.Ю. – к.т.н., доцент, НМетАУ

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИБЛИЖЕННОГО ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОГО МЕТОДА ДЛЯ РАСЧЕТА НАГРЕВА ИЗДЕЛИЙ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ

Рассмотрено применение приближенного аналитического метода (ПАМ) для расчета нагрева изделий сложной формы в промышленных печах. Достоверность приближенного аналитического метода для расчета нагрева тел сложной формы зависит от правильности выбора эквивалентного тела простой формы и его эквивалентного размера, а также от продолжительности интервала нагрева. Определен диапазон продолжительности интервала нагрева, при котором погрешность расчета будет минимальной, а также даны рекомендации по количеству членов ряда для определения их суммы.

Ключевые слова: форма тела; эквивалентный размер; температурное поле; приближенный аналитический метод.

Введение

Расчет нагрева изделий в промышленных печах, как правило, сводится либо к определению продолжительности нагрева изделия, либо к определению его температурного поля при заданных значениях времени нагрева и температурном режиме печи. В первом случае расчет нагрева изделий используют для проектирования промышленных печей, а во втором – для поверочных расчетов существующих печей или для математического моделирования процессов, происходящих в них.

При проектировании нагревательных печей на первом этапе как правило используется инженерный метод расчета нагрева изделий (метод 1D моделирования), в котором из теплового баланса определяют время нагрева, а затем для печей непрерывного действия ее размеры и необходимую мощность, а для печей периодического действия их количество для обеспечения требуемой производительности прокатного оборудования. Для поверочного расчета существующих пе-

чей, целью которого является уточнение температурного поля изделия в процессе нагрева используют CFD моделирование, требующее определенных материальных и временных затрат. Это не всегда оправдано на практике при решении оперативных задач, например при наладке температурного режима печи, когда в распоряжении исследователя имеются экспериментальные данные, позволяющие уточнять результаты расчетов. Именно для решения таких задач применимы численно-аналитические методы (ЧАМы), использующие аналитические решения задач нагрева материалов [1, 4].

В данной статье рассмотрено применение упрощенного, а точнее приближенного численно-аналитического метода (ПАМ) для расчета нагрева изделий сложной формы. ПАМ основан на использовании аналитического решения задачи нагрева тел простой формы (цилиндра бесконечной длины или бесконечной пластины) при граничных условиях II рода.

Постановка задачи

Достоверность приближенного численно-аналитического метода для расчета нагрева тел сложной формы зависит от правильности выбора эквивалентного тела простой формы и его эквивалентного размера, а также от продолжительности расчетного интервала нагрева.

Например, при расчете нагрева заготовок квадратного сечения в печи с шагающим подом в качестве эквивалентного тела простой формы можно использовать, как цилиндр бесконечной длины, так и бесконечную пластину.

Кроме того, при определении эквивалентного размера нагреваемого изделия необходимо учитывать расположение его в рабочем пространстве печи, а точнее отношение массы изделия к его поверхности теплообмена. ПАМ позволяет решить задачу нагрева изделия при любом количестве расчетных интервалов N ($N = 1, 2, 3, \dots, \infty$). Если $N = 1$, то приближенный аналитический метод превращается в аналитическое решение задачи нагрева при граничных условиях II рода. Если же количество интервалов нагрева два и более, то погрешность расчета зависит от правильности определения плотности теплового потока в интервале, точности вычисления аналитического решения (суммы членов ряда) и от продолжительности инерционного периода нагрева, в конце которого распределение температурного поля становится параболическим [1].

Задача настоящего исследования состоит в том, чтобы определить продолжительность расчетного интервала нагрева и необходимое количество членов ряда в аналитическом решении, при котором погрешность расчета будет минимальной.

Решение поставленной задачи

Для решения поставленной задачи были проведены расчетные исследования нагрева стальной заготовки в форме призмы квадратного сечения $2S \times 2S$, которая расположена на адиабатной подине, аналитическим и ПАМ методами, а также методом тепловой диаграммы. При использовании метода тепловой диаграммы и ПАМ варьировалась продолжительность и количество расчетных интервалов. Эквивалентный размер тела определяли из выражения (5) [2].

При выполнении исследования принимали следующие допущения: теплофизические свойства металла в процессе нагрева не изменяются; коэффициент теплоотдачи от печи к поверхности металла принимается постоянным.

Исходными данными для расчета нагрева заготовки являются:

- температура печи $t_{\text{печ}} = 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- начальная температура изделия $t_{\text{н}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- общая продолжительность нагрева $\tau = 3600 \text{ с}$;
- коэффициент теплоотдачи $\alpha = 200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- коэффициент теплопроводности тела $\lambda = 35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- удельная теплоемкость металла $C_{\text{м}} = 700 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;
- плотность металла $\rho = 7800 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- сторона квадратного сечения призмы $2S = 0,15 \text{ м}$.

Результаты расчета нагрева призмы бесконечной длины, расположенной на адиабатной подине при заданных параметрах, выполненного по аналитическому решению уравнения теплопроводности, представленному в [2, 3], приведены в табл. 1. Эти данные позволили оценить точность вычислений по методу тепловой диаграммы и ПАМ.

Форму эквивалентной заготовки приняли в виде цилиндра бесконечной длины и определили ее размер из выражения (5) [2].

$$R_{\text{экв}} = \frac{(2S)^2 \cdot 2}{3 \cdot (2S)} = \frac{0,15 \cdot 2}{3} = 0,1 \text{ м}.$$

Алгоритм расчета нагрева цилиндра бесконечной длины по методу тепловой диаграммы в интервале следующий:

1. Определяем плотность теплового потока в начале интервала нагрева

$$q_{\text{н.и}} = q_{\text{к.и-1}} = \alpha \cdot (t_{\text{печ}} - t_{\text{пн.и}}).$$

2. Задаемся температурой поверхности металла в конце интервала $t'_{\text{пк.и}}$ и определяем плотность теплового потока в конце интервала нагрева

$$q_{\text{к.и}} = \alpha \cdot (t_{\text{печ}} - t_{\text{пк.и}}).$$

3. Определяем среднюю плотность теплового потока в интервале нагрева по среднелогарифмическому усреднению.

4. Определяем среднемассовую температуру металла в конце интервала

$$t_{\text{мк.и}} = \frac{\Delta\tau_i \cdot \kappa_1 \cdot \bar{q}_i}{R \cdot \rho \cdot c_{\text{м}}} + t_{\text{мн.и}},$$

где $\Delta\tau_i = \frac{\tau_{\text{общ}}}{N}$ – продолжительность интервала, с; $\kappa_1 = 2$ – коэффициент формы тела для цилиндра.

Перепад температуры по сечению металла в конце интервала нагрева:

$$\Delta t_{\text{к.и}} = \frac{q_{\text{к.и}} \cdot R}{\kappa_2 \cdot \lambda},$$

где κ_2 – коэффициент усреднения теплового потока, который зависит от числа Bi .

Температуру поверхности центра металла в конце интервала нагрева:

$$t_{\text{пк.и}} = t_{\text{пк.и}} + \Delta t_{\text{к.и}} \cdot \frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3},$$

$$t_{\text{цк.и}} = t_{\text{пк.и}} - \Delta t_{\text{к.и}}.$$

где κ_3 – коэффициент усреднения температуры, который зависит от числа Bi .

Алгоритм расчета нагрева цилиндра бесконечной длины с использованием ПАМ следующий:

1. Определяем плотность теплового потока в начале нагрева, число Фурье и сумму членов ряда для поверхности и центра цилиндра в интервале:

$$q_{\text{н.и}} = q_{\text{к.и-1}} = \alpha \cdot (t_{\text{печ}} - t_{\text{пн.и}});$$

$$\Delta Fo_i = \frac{\Delta\tau_i \cdot \lambda}{R^2 \cdot \rho \cdot c_{\text{м}}};$$

$$\Phi_{\text{п.и}} = \sum_{i=1}^{i=2} \frac{4}{\mu_i^2 \cdot \exp(\mu_i^2 \cdot \Delta Fo_i)};$$

$$\Phi_{\text{ц.и}} = \sum_{i=1}^{i=2} \frac{4}{\mu_i^2 \cdot J_0(\mu_i) \cdot \exp(\mu_i^2 \cdot \Delta Fo_i)},$$

где $\mu_1 = 3,8317$, $\mu_2 = 7,0156$ – корни характеристического уравнения $J_1(\mu_i) = 0$; $J_0(\mu_i)$, $J_1(\mu_i)$ – цилиндрические функции Бесселя 0 и 1 порядка.

2. Задаемся средней плотностью теплового потока в интервале $\bar{q}_i'$.

3. Определяем температуры металла в конце интервала:

$$t_{\text{пк.и}} = t_{\text{цн.и}} + \frac{R \cdot \bar{q}_i}{2 \cdot \lambda} \cdot (4 \cdot \Delta Fo_i + 0,5 - \Phi_{\text{п.и}}) + \frac{R \cdot \bar{q}_{i-1}}{2 \cdot \lambda} \cdot (0,5 + \Phi_{\text{п.и}});$$

$$t_{цк.i} = t_{цн.i} + \frac{R \cdot \bar{q}_i}{2 \cdot \lambda} \cdot (4 \cdot \Delta Fo_i - 0,5 - \Phi_{цi}) + \frac{R \cdot \bar{q}_{i-1}}{2 \cdot \lambda} \cdot (0,5 + \Phi_{цi});$$

$$t_{мк.i} = t_{цн.i} + \frac{R \cdot \bar{q}_i}{\lambda} \cdot 2 \cdot \Delta Fo_i + \frac{R \cdot \bar{q}_{i-1}}{4 \cdot \lambda}.$$

4. Определяем плотность теплового потока в конце интервала нагрева:

$$q_{к.i} = \alpha \cdot (t_{печ} - t_{пк.i}).$$

5. Определяем среднюю плотность теплового потока в интервале нагрева по среднелогарифмическому усреднению.

6. Определяем перепад температуры по сечению металла в конце интервала нагрева:

$$\Delta t_{к.i} = t_{пк.i} - t_{цк.i}.$$

Таблица 1.

Сравнительные результаты расчета нагрева эквивалентного цилиндра

№ п/п	Метод расчета нагрева изделия	Кол-во интервалов, N	Число Фурье в интервале, ΔFo	Температуры в конце нагрева, °С и отклонения, %			
				$t_{пов}, ^\circ\text{C}$	откл.	$t_{цен}, ^\circ\text{C}$	откл.
1	2	3	4	5	6	7	8
1	АР *	1	2,3077	917		874	
2	МТД **	1	2,3077	931,9	1,63	911,20	4,26
3	ПАМ ***	1	2,3077	939,2	2,42	844,75	- 3,35
4	МТД	5	0,4615	917,14	0,02	891,90	2,05
5	ПАМ	5	0,4615	914,1	- 0,31	883,20	1,05
6	МТД	10	0,231	915,6	- 0,16	889,80	1,81

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
7	ПАМ	10	0,231	913,7	- 0,36	885,80	1,35
8	МТД	20	0,115	914,8	- 0,24	888,85	1,70
9	ПАМ	20	0,115	911,1	- 0,64	883,70	1,11
10	МТД	30	0,077	914,6	- 0,27	888,50	1,66
11	ПАМ	30	0,077	908,8	- 0,89	881,20	0,82

* АР – аналитическое решение при граничных условиях 3-го рода;

** МТД – метод тепловой диаграммы;

*** ПАМ – приближенный аналитический метод.

Из таблицы видно, что расхождение результатов расчета нагрева цилиндра бесконечной длины методом тепловой диаграммы и приближенным аналитическим методом от аналитического решения не превышает 4,3 % (МТД без разбивки на интервалы). Минимальное отклонение расчета нагрева МТД составляет около 2 %, в то время, как

ПАМ не более 1,35 %. Кроме того, известно, что определение температуры поверхности и центра в инерционном периоде МТД является некорректным, в то время как ПАМ можно использовать при любом числе Фурье, а при $Fo \geq 0,04$ для определения суммы достаточно двух членов ряда.

Список литературы

1. Пульпинский В. Б. Упрощенный численно-аналитический метод расчета нагрева тел правильной формы / В. Б. Пульпинский // Труды XVI международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии». – Днепропетровск. – 2011. – С. 176–177.
2. Губинский В. И. Расчет продолжительности нагрева тел сложной формы с использованием метода эквивалентного размера / В. И. Губинский, В. Б. Пульпинский, О. Ю. Клевцур // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2011. – № 4. – С. 108–110.
3. Тайц Н. Ю. Технология нагрева стали / Н. Ю. Тайц. – М. : Металлургиздат, 1962. – 568 с.
4. Губинский В. И. Теория пламенных печей / В. И. Губинский, Лу Чжун-У. – М. : Машиностроение, 1995. – 255 с.

Рукопись поступила 19.09.2015 г.

УДК 662.994

Радченко Ю.М. — к.т.н., доцент, Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Пасічник І.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Шаталов Д.В. — студент, НМетАУ

РЕКОНСТРУКЦІЯ КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА

Досліджено параметри роботи котла-утилізатора ПКК 30/24-75-5 в умовах роботи за методичною піччю прокатного стану. Розроблено пропозиції що до реконструкції котла та розрахована ефективність запропонованих заходів.

Ключові слова: котел-утилізатор; теплопередача; повітрянагрівач; температурний перепад.

Вступ

Витрати на енергоносії становлять значну частину в собівартості металургійної продукції, тому пошук шляхів економії первинних джерел енергії, заміна їх альтернативними джерелами енергії або використання вторинних енергоресурсів (ВЕР) становить важливу наукову та практичну проблему.

Димові гази що відходять з паливних печей з високою температурою, становлять основне джерело теплових ВЕР в промисловості.

На сьогоднішній час відомо декілька способів використання теплоти газів, що видаляються з печей, а саме [1] застосування їх для:

- безпосереднього підігріву шихтових матеріалів або заготовок;
- підігріву повітря та палива в рекуперативних або регенеративних теплообмінниках;
- виробництва водяної пари в котлах-утилізаторах (КУ).

В залежності від конкретних умов роботи теплового агрегату той чи інший спосіб має переваги або недоліки. Тому обґрунтований, підкріплений розрахунками, вибір способу використання ВЕР є важливим практичним питанням проектування або вдосконалення роботи металургійних печей.

В даній роботі вирішується проблема утилізації теплоти димових газів від печі з крокуючими балками середньосортного прокатного стану.

Аналіз питання

Для печі прокатного стану «550» характерна відносно висока температура газів, що відходять, та територіальна удаленість від цехів основного виробництва. Все це обумовило використання на об'єкті котла-утилізатора для виробництва водяної пари у кількості та з параметрами необхідними для функціонування цеху.

Згідно з проектом піч була обладнана типовим котлом ПКК-30/24-70-5, що в базовій комплектації призначений для допалювання скидних газів виробництва сажі та виробництва водяної пари енергетичних або технологічних параметрів. При цьому передбачається, що скидні гази з додаванням висококалорійного палива спалюються за допомогою спеціальних пальників. Після чого продукти згоряння надходять в газохід, в якому розміщена конвективна випарна поверхня котла.

У зв'язку з тим, що в умовах нагрівальної печі немає потреби в допалюванні будь-яких газів, топка котла не використовується, а підігріте повітря, що виробляється в КУ, направляється на пальники самої печі.

Аналіз сучасного становища в цеху виявив, що кількості пари, яка виробляється, забагато, а температура підігріву повітря відносно низька. Наявність надлишку пари веде до прямих втрат теплової енергії, а «низька» температура підігріву повітря обумовлює занижене значення коефіцієнту використання палива, і, як наслідок, підвищену питому витрату природного газу на нагрів заготовок.

Таким чином, виникла проблема вдосконалення роботи комплексу котел-піч.

Постановка задачі

Поставлена задача розробки заходів що до глибокої утилізації фізичної теплоти димових газів та зниження питомої витрати природного газу на опалення печі прокатного стану підприємства.

Основний зміст

Нагрівальна піч з крокуючими балками використовується для нагріву заготовок з вуглецевої і низьковуглецевої сталі перед прокаткою на середньосортному стану. В табл. 1 представлено розрахункові показники печі при нагріванні стандартних заготовок.

Для визначення кількісних показників роботи котла-утилізатора в існуючих умовах роботи печі виконали його повірочний розрахунок по інженерній методиці [2, 3].

Результати розрахунку котла наведено в табл. 2.

Таблиця 1

Характеристика печі	
Найменування показника	Значення
Продуктивність печі, т/ч	90
Загальна теплова потужність печі, МВт	47,7
Годинна витрата палива, м ³ /год	5000
Питома витрата умовного палива, кг/т	65,12
Паливо	природний газ
Температура підігріву повітря, °С	240
Температура димових газів за піччю, °С	800
Температура металу при видачі, °С	1220
Коефіцієнт використання палива	0,689

Таблиця 2

Результати повірочного теплового розрахунку
котла в існуючих умовах роботи

Найменування показника	Значення
Витрата димових газів, м ³ /год	76500
Витрата повітря, м ³ /год	56400
Температури, °С:	
- димових газів перед котлом	640
- повітря на вході	20
- повітря на виході	240
- димових газів за рекуператором	160
Паропроductивність котла, т/год	14,54
Параметри перегрітої пари:	
- тиск, МПа	1,0
- температура, °С	332

З даних табл. 2 видно, що в існуючих умовах температура підігріву повітря суттєво нижча за ту, на яку котел розраховано. Аналіз питання показав, що причиною недогріву повітря є те, що інтенсивність теплопередачі в рекуператорі лімітується тепловіддачею з боку димових газів. Це пов'язано з тим, що в теплообміннику димові гази проходять в середині труб малого діаметру ($48 \times 1,6$ мм) і з невеликою швидкістю (близько 4 м/с). В такому разі сумарний коефіцієнт тепловіддачі від диму не перевищує $25 \dots 30$ Вт/(м²·К) і збільшення площі повітрянагрівача не дозволяє підвищити температуру нагріву повітря.

Для підвищення температури повітря необхідно покращення теплообміну в цілому – за рахунок збільшення температурного перепаду в теплообміннику, шляхом підвищення температури газів на вході в рекуператор. Так як температура димових газів на вході в КУ незмінна, то для цього необхідно скоротити площі випарних конвективних поверхонь, що автоматично приведе до зростання температури за ними внаслідок зменшення теплост'єму. З урахуванням того,

що в теперішній час енергетичні параметри пари можуть бути зменшеними (паропроодуктивність $\approx 9,0$ т/год, температура перегрітої пари $\approx 200...220$ °С), такий крок, безумовно, можливий.

Для визначення необхідного перерозподілу теплового навантаження на окремі теплообмінні поверхні котла виконали серію розрахунків для різних величин площі поверхонь пароперегрівача, конвективної частини та рекуператора.

Результати розрахунків наведено в таблиці 1.3.

З отриманих даних видно, що при виробництві пари на достатньому для нормального функціонування цеху рівні, температура підігріву повітря складатиме 356 °С (див. табл. 3, вар. № 2). Але зважаючи на те, що температура димових газів виявилася досить високою – майже 230 °С, для раціонального використання такого потенціалу доречним буде підвищити площу самого повітрянагрівача.

У зв'язку з тим, що постачання котла живильною водою здійснюється з існуючого відділення водопідготовки цеху ТЕЦ-ППС, і водяний економайзер був демонтований, додаткові секції можна встановити на його місце.

Розрахунок такого варіанту реконструкції (див. табл. 3, варіант №3) довів його доречність. Так, при допустимих параметрах роботи котла, температура підігріву повітря складає майже 420 °С, при температурі димових газів за котлом не менше за 180 °С. Така температура диму забезпечує надійний захист від конденсації водяної пари в газовому об'ємі (температура точки роси для розбавлених повітрям продуктів згоряння природного газу становить 55...60 °С).

Таблиця 3

Результати розрахунків котла-утилізатора
з різними площами поверхонь теплообміну

Варіант	Площа, м ²			Температура, °С					Паропроодуктивність, т/год
	пароперегрівач	конвективна секція	рекуператор	диму на вході в котел	диму до рекуператора	диму після рекуператора	підігріву повітря	перегрітої пари	
базовий	76	469	1880	640	325	160	240	332	14,5
1	38	280	1880	640	406	205	312	293	11,2
2	19	185	1880	640	465	227	356	254	8,9
3	19	185	3760	640	465	180	419	254	8,9

Зниження витрати природного газу на опалення печі оцінили за допомогою коефіцієнтів використання палива (КВП). В результаті

зростання КВП від 0,689 до 0,765, економія палива складатиме 11,10 %. Відповідно до умов печі, абсолютне зниження витрати природного газу становитиме 555 м³/год, при скороченні витрати умовного палива на 7,23 кг/т. Вартість недовиробленої в КУ водяної пари не враховували, так як в даних умовах це не має практичного сенсу.

Висновки

Котел-утилізатор ПМК 30/24-70-5, в умовах печі середньосортного прокатного стану, працює з показниками, що значно відрізняються від проектних.

Параметри перегрітої пари та продуктивність котла-утилізатора (14,54 т пари на годину з температурою 332 °С при тиску 1,0 МПа) значно перевищують цехові потреби, а температура підігріву повітря (240 °С) суттєво нижча за ту, на яку котел розраховано і незадовольняє сучасному стану справ.

Відносно низька температура підігріву повітря обумовлена тим, що теплопередача в повітронагрівачі лімітується тепловіддачею з боку димових газів, тому підвищення температури підігріву повітря за рахунок зростання площі повітронагрівача практично неможливо.

Для підвищення температури нагрітого повітря, необхідно зростання температурного перепаду в теплообміннику. В даному випадку це можливо за рахунок підвищення температури димових газів на вході в повітронагрівач шляхом зменшення площі конвективних секцій котла-утилізатора.

Серія повірочних розрахунків котла-утилізатора з різними величинами теплообмінних поверхонь дозволила вибрати раціональну компоновку агрегату: скоротити площу поверхні пароперегрівача на 25 % – до 19 м², а конвективної секції на 39 % – до 185 м². Паропроductивність котла скоротиться до 8,9 т/год при температурі перегрітої пари 254°С з тиском 1,0 МПа.

Перелік посилань

1. Гушин С. Н. Теплотехника и теплоэнергетика металлургического производства : Учеб. для вузов/ С. Н. Гушин, А. С. Телегин, В. И. Лобанов, В. Н. Корюков. – М. : Металлургия. – 1993. – 366 с.

2. Гічов Ю. О. Котли-утилізатори та їх тепловий розрахунок : Навч. посібник./ Ю. О. Гічов, В. М. Бойко, Д. С. Адаменко. – Дніпропетровськ : НМетУА, 2004. – 46 с.

3. Расчеты нагревательных печей / Под. ред. Н. Ю. Тайца. – К. : Техніка, 1969. – 540 с.

Рукопис надійшов 02.10.2015 р.

УДК 66.041.001.2

Романько Я.В. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины

Решетняк И.Л. — к.т.н., доцент, Украинский государственный химико-технологический университет

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ КАМЕРНОЙ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ

Выполнен анализ тепловой работы камерной нагревательной печи с регенеративными горелками при работе в режиме термообработки стальных изделий. Для исследования влияния различных факторов на показатели печи использована математическая модель. Показано, что в периоды выдержки работа регенеративной системы отопления становится неэффективной. Предложено в эти периоды применять отопление с помощью двухпроводных горелок с утилизацией теплоты продуктов сгорания в рекуператоре. Приведены результаты моделирования тепловой работы печи для регенеративной и комбинированной систем отопления.

Ключевые слова: камерная нагревательная печь; термообработка; регенеративные горелки; рекуператор; математическая модель.

Одним из наиболее эффективных способов глубокого использования энергии топлива в нагревательных печах является применение систем отопления на основе регенеративных горелок [1 – 4]. Каждая такая горелка содержит встроенный тепловой регенератор, обычно представляющий собой засыпку из керамических шариков или набор сотовых керамических блоков. В таких устройствах утилизация теплоты уходящих из печи продуктов сгорания может достигать значений порядка 90 %. В то же время установка регенеративной системы отопления требует значительных капитальных затрат, существенно превышающих затраты на обычные системы отопления, например, с двухпроводными горелками. Поэтому регенеративные системы получили распространение в основном для высокопроизводительных многозонных печей непрерывного действия [3, 4]. В последние годы такие системы стали все чаще применяться и на камерных нагревательных печах периодического действия [5, 6], для чего были разработаны различные типы горелок малой и средней мощности [7].

В металлургии и машиностроении камерные печи широко применяются для нагрева слитков и заготовок под обработку давлением и для термообработки различных стальных изделий. Тепловые режимы

для этих двух случаев существенно отличаются. Первый из них обычно требует быстрого нагрева металла до температур порядка 1200 – 1250 °С с последующей короткой выдержкой для выравнивания температурного поля по толщине слитка или заготовки. Во втором случае применяется относительно медленный нагрев с заданной скоростью подъема температуры и выдержка при постоянной температуре поверхности. В зависимости от вида термообработки и марки стали также используются комбинированные режимы нагрева, включающие несколько периодов типа нагрев-выдержка. Конечная температура поверхности при термообработке стальных изделий составляет примерно 800 – 850 °С.

На практике одна и та же камерная печь может использоваться как для нагрева, так и термообработки металла. В результате установленные на печи горелки должны иметь широкий диапазон регулирования тепловой мощности. В то же время, в системах отопления с регенеративными горелками система автоматики обычно ограничивает возможность снижения тепловой мощности горелки от номинальной на 25 – 30 % [8]. Это связано с изменением характеристик факела, что приводит к ухудшению теплообмена в печи и повышенной неравномерности нагрева изделий. Для решения такой проблемы применяется способ “каскадной” работы регенеративной системы отопления [5, 8]. В этом случае каждая включенная горелка работает в течение короткого промежутка времени на номинальной мощности, а остальные горелки при этом отключены. Затем отработавшие горелки выключаются и на номинальной мощности работает следующие горелки и т.д.

Для организации каскадной работы регенеративных горелок на печи должна быть установлена специальная автоматика. Это усложняет и удорожает эксплуатацию регенеративной системы отопления. Возможной альтернативой каскадной системе может быть применение комбинированной системы отопления, которая одновременно включает регенеративные горелки и обычные двухпроводные горелки. Наиболее просто такой подход может быть реализован при реконструкции печи с обычной системой отопления. В этом случае используется существующий рекуператор и другое оборудование, что снижает капитальные затраты на переоборудование печи. Вариант такой комбинированной системы показан на рис. 1.

В период нагрева, когда необходима наибольшая тепловая мощность, печь отапливается регенеративными горелками. В период выдержки тепловая мощность резко падает, регенеративные горелки отключаются и подача тепла в печь происходит с помощью двухпроводных горелок. Продукты сгорания в этот период проходят через рекуператор и нагревают воздух, подаваемый для сжигания топлива.

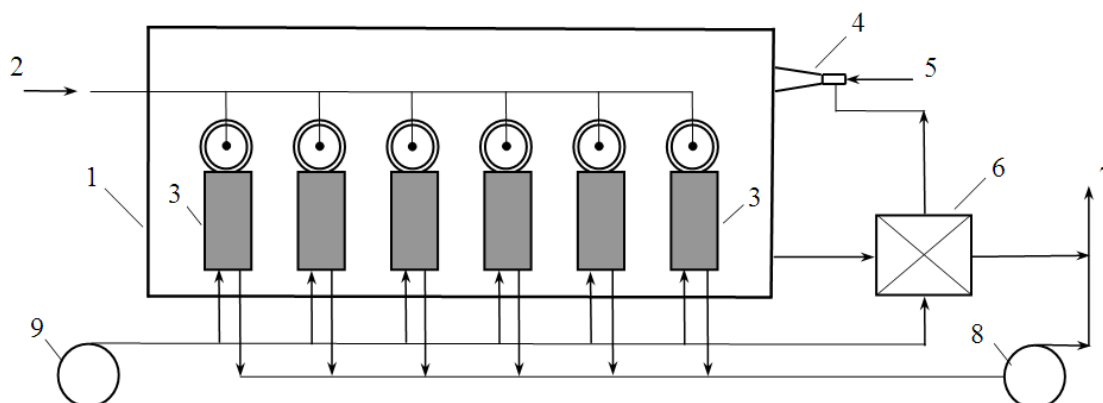


Рис. 1. Схема камерной печи с комбинированной системой отопления:

1 – печь, 2, 5 – подвод топлива, 3 – регенеративные горелки, 4 – двухпроводные горелки, 6 – рекуператор, 7 – отвод продуктов сгорания, 8 – дымоход, 9 – вентилятор для подачи воздуха

Целью настоящей работы является анализ эффективности комбинированной системы отопления камерной нагревательной печи при термической обработке стальных изделий.

Для исследования влияния различных факторов на тепловую работу печи с комбинированной системой отопления была использована математическая модель. Так как в термических печах нагревают изделия различной формы и размеров, то для получения обобщенных оценок было принято, что нагреваемый металл имеет вид пластины с заданной эквивалентной толщиной S . Для расчета теплообмена в рабочем пространстве печи была принята модель идеального перемешивания [9], согласно которой весь газовый объем печи имеет одинаковую температуру t_r .

Текущая температура газа определяется из уравнения теплового баланса

$$BQ_H^p(1 - K_{\text{пот}}) + BL_d C_v t_v = qF + BV_d C_r t_r, \quad (1)$$

где B – расход топлива, Q_H^p – теплота сгорания топлива, t_v температура воздуха, подаваемого для сжигания топлива, L_d и V_d – удельные расход воздуха и выход продуктов сгорания, C_v и C_r – теплоемкости воздуха и продуктов сгорания, F – поверхность нагрева металла, $K_{\text{пот}}$ – коэффициент потерь тепла рабочим пространством печи, q – плотность теплового потока на металл, рассчитываемая по формуле

$$q = C_{\text{пр}} \left[\left(\frac{t_r(\tau) + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t(S, \tau) + 273}{100} \right)^4 \right] + \alpha [t_r(\tau) - t(S, \tau)], \quad (2)$$

где $C_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент излучения, α – коэффициент теплоотдачи конвекцией от газа к поверхности металла, определяемые согласно [10].

Текущая температура подогрева воздуха в регенеративных теплообменниках приближенно определяется формулой:

$$t_B(\tau) = K_{\text{рег}} K_{\text{исп}} \frac{V_D C_{\Gamma}}{L_D C_B} t_{\Gamma}(\tau), \quad (3)$$

где $K_{\text{рег}}$ – коэффициент регенерации тепла, $K_{\text{исп}}$ – доля объема продуктов сгорания, проходящая через насадки регенеративных горелок.

Аналогичным образом определяется температура подогрева воздуха в рекуператоре

$$t_B(\tau) = K_p \frac{V_D C_{\Gamma}}{L_D C_B} t_{\Gamma}(\tau), \quad (4)$$

где K_p – коэффициент рекуперации тепла.

Изменение температурного состояния металла в процессе нагрева и выдержки определяется дифференциальным уравнением теплопроводности

$$\rho C \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right), \quad (5)$$

где $t = t(x, \tau)$ – температура металла; x – координата; τ – время; ρ , C и λ – соответственно плотность, теплоемкость и теплопроводность металла.

Граничные условия для уравнения (5) представим в следующем виде:

- на нижней поверхности пластины

$$\frac{\partial t(0, \tau)}{\partial x} = 0, \quad (6)$$

- на верхней поверхности пластины

$$\lambda \frac{\partial t(S, \tau)}{\partial x} = q, \quad (7)$$

где q определяется из уравнения (2).

Начальные условия для уравнения (5)

$$t(x, 0) = t_0, \quad (8)$$

где t_0 – начальная температура металла.

Для решения поставленной задачи использовался численный метод. С целью дискретизации задачи были введены равномерные узловые сетки по времени и координате по толщине нагреваемого металла. При заданном расходе топлива B общий алгоритм реализации математической модели на каждом расчетном шаге по времени включает решение нелинейного уравнения (1) и нахождение текущих температур газа и воздуха, а также расчет температур металла в узлах сетки путем решения дифференциальной задачи (5) – (8). Для решения уравнения (1) применялся метод Ньютона, а для расчета нагрева металла – метод

конечных разностей. Для случаев, когда расход топлива не известен, а задано другое условие (например, температура поверхности металла в период выдержки), рассмотренный выше алгоритм применяется итерационно. Т.е. методом последовательных приближений находится текущее значение B , обеспечивающее выполнение заданного условия нагрева.

С помощью рассмотренной выше математической модели были проведены расчеты тепловой работы камерной термической печи с регенеративной и комбинированной системами отопления. В качестве характерного примера рассмотрим вариант нагрева садки стальных изделий из углеродистой стали массой 11,75 т с эквивалентной толщиной 0,15 м. Нагрев осуществляется по следующему режиму: I период – нагрев при заданном расходе топлива 100 м³/ч до достижения температуры поверхности металла 830°C; II период – выдержка при достигнутой температуре поверхности в течение 1 часа. Топливо – природный газ. Значения коэффициентов регенерации и рекуперации тепла были приняты соответственно равными 0,7 и 0,25. Доля продуктов сгорания, направляемых в регенеративные горелки, принята равной 0,8. Ниже приведены тепловые балансы нагрева за каждый из периодов при использовании регенеративной системы отопления.

Таблица 1.

Тепловой баланс печи за период нагрева

Приходные статьи	ГДж	%	Расходные статьи	ГДж	%
Химическое тепло топлива	8,75	77,78	Теплота металла	5,94	52,80
Теплота воздуха из регенераторов	2,50	22,22	Теплота уходящих газов	4,48	39,82
			Тепловые потери печи	0,83	7,38
Итого	11,25	100	Итого	11,25	100

Таблица 2.

Тепловой баланс печи за период выдержки

Приходные статьи	ГДж	%	Расходные статьи	ГДж	%
Химическое тепло топлива	0,94	81,74	Теплота металла	0,60	52,17
Теплота воздуха	0,21	18,26	Теплота уходящих газов	0,46	40,0
			Тепловые потери печи	0,09	7,83
Итого	1,15	100	Итого	1,15	100

При использовании комбинированной системы отопления тепловой баланс за период нагрева не изменился и он соответствует данным

таблицы 1. В таблице 3 приведен тепловой баланс печи за период выдержки для случая, когда применяются двухпроводные горелки и нагрев воздуха происходит в рекуператоре.

Сопоставляя тепловые балансы за период выдержки для рассматриваемых систем отопления можно сделать вывод, что затраты тепла при использовании двухпроводных горелок и рекуператора возросли незначительно (примерно на 8,7 %). С учетом того, что приход тепла в первый период примерно на порядок больше, чем во втором, увеличение общих затрат топлива на термообработку металла составило всего 0,8 %.

Таблица 3.

Тепловой баланс печи за период выдержки (рекуператор)

Приходные статьи	ГДж	%	Расходные статьи	ГДж	%
Химическое тепло топлива	1,11	88,8	Теплота металла	0,60	48,0
Теплота воздуха	0,14	11,2	Теплота уходящих газов	0,54	43,2
			Тепловые потери печи	0,11	8,8
Итого	1,25	100	Итого	1,15	100

Аналогичные расчеты были проведены для различных значений эквивалентной толщины нагреваемого металла S , расхода топлива B и длительности периода выдержки τ_v . Из полученных результатов следует, что с увеличением величин S и τ_v возрастает доля топлива, потребляемая печью в период выдержки. Соответственно увеличиваются затраты тепла на термообработку при использовании комбинированной системы отопления по сравнению с работой печи только с регенеративными горелками. Для массивных садок и длительной выдержке расход топлива может возрасти на 5 – 7 %. Таким образом, эффективность применения комбинированной системы отопления зависит от ряда факторов и, прежде всего, параметров режимов выдержки.

Выводы

Система отопления камерной печи для нагрева и термообработки стальных изделий должна обеспечивать широкий диапазон регулирования тепловой мощности. Установка регенеративных горелок позволяет существенно уменьшить расход топлива, но приводит к трудностям такого регулирования.

Рассмотрена возможность применения комбинированной системы отопления, состоящей из ряда регенеративных горелок и двухпроводных горелок. В периоды нагрева, когда необходима большая теп-

ловая мощность, печь отапливается регенеративными горелками, а в периоды выдержки, когда тепловая мощность печи резко уменьшает-ся, подача тепла осуществляется двухпроводными горелками.

С помощью предложенной математической модели проведены сопоставительные расчеты тепловой работы печи с регенеративной и комбинированной системами отопления. Показано, что применение комбинированной системы отопления для термообработки стальных изделий незначительно увеличивает общий расход топлива, но позволяет не эксплуатировать сложную регенеративную систему отопления на малых тепловых нагрузках.

Список литературы

1. Губинский В. И. Металлургическая теплотехника на пороге столетий / В. И. Губинский // Современные проблемы металлургии : сб. научн. тр. – Выпуск 1. – Днепропетровск, 1999. – С. 197–207.
2. Ерёмин А. О. Современные способы отопления нагревательных печей / А.О. Ерёмин // Металлургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск, 2008. – С. 139–151.
3. Дормайр Дж. Использование регенеративных горелок в сталелитейной промышленности / Дормайр Дж., Павлов Р. А. // Сталь. – 2010. – № 11. – С. 79–80.
4. Дружинин Г. М. Эффективность регенеративной системы отопления нагревательной печи / Г. М. Дружинин, Н. Б. Лошкарев, А. А. Ашихмин, М. Р. Барташ и др. // Сталь. – 2010. – № 3. – С. 71–74.
5. Чаповец Э. Регенеративные горелочные системы для печей периодического действия / Чаповец Э., Краммер Х., Гайдиес Й. // Черные металлы. – 2013. – № 9. – С. 50 – 56.
6. Ales Molinek. Application of regenerative burners in forging furnaces / Ales Molinek, Günther Reusch, Josef Srajer, Josef Domagala // Heat processing. – 2014. – Vol. 12, № 1. – P. 73–77.
7. Дьяков С. В. Опыт применения горелок WS в нагревательных и термических печах / С. В. Дьяков, А. В. Дьяков, А. Е. Макий // Оборудование. Технический альманах. – 2009. – № 1. – С. 14–16
8. Schallet David S. Regenerative Burners – Are They Worth It? / Schallet David S. // AFRC/JFRC Joint Conference. Maui, October 10–14. – 2004.
9. Губинский В. И. Теория пламенных печей. / В. И. Губинский, Лу Чжун-У. – М. : Машиностроение, 1995. – 256 с.
10. Расчеты нагревательных печей / Под ред. Н.Ю. Тайца. – Киев : Техника, 1969. – 540 с.

Рукопись поступила 17.10.2015 г.

УДК 669.187.2

Тимошенко С.Н. — к.т.н., докторант, Донецкий национальный технический университет (г. Покровск)

Губинский М.В. — д.т.н., профессор, Национальная металлургическая академия Украины

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОСТАЛЕПЛАВИЛЬНОГО ПРОЦЕССА С НЕПРЕРЫВНЫМ ПЛАВЛЕНИЕМ ШИХТЫ В ЖИДКОЙ ВАННЕ

Выполнено исследование теплообмена в дуговой электропечи с непрерывным плавлением шихты в жидкой ванне. Действенным средством повышения энергоэффективности и производительности процесса является модернизация сталеплавильной ванны в направлении уменьшения отношения ее диаметра к глубине (D_B / H_B). Показано, что переход от традиционной геометрии ванны с отношением $D_B / H_B = 5 - 5,5$ к «глубокой» ванне с $D_B / H_B = 2,0 - 3,0$ позволяет повысить скорость плавления скрапа в 1,3 – 2 раза за счет увеличения интенсивности циркуляции расплава и коэффициента конвективной теплопередачи при пневматическом и электродинамическом перемешивании ванны. Полученные результаты позволяют рассчитывать на достижение удельной производительности процесса с непрерывным плавлением скрапа в ванне не ниже, чем при традиционной технологии с плавлением скрапа за счет энергии излучения дугового разряда.

Ключевые слова: дуговая печь; непрерывное плавление скрапа; глубокая ванна; скорость циркуляции; энергоэффективность.

Состояние вопроса и постановка проблемы

Электросталеплавильный процесс «Consteel» в дуговой печи (ДСП) имеет более 40 реализаций [1], в числе которых крупнейшая в мире 420-т дуговая печь постоянного тока (ДСППТ) на заводе компании «Tokyo Steel» (Япония) [2]. Особенности технологии являются непрерывная загрузка фрагментированного скрапа, предварительно нагретого отходящими газами ДСП, в жидкую ванну, температура которой поддерживается электрической дугой, и периодический выпуск полупродукта с оставлением в печи жидкого «болота» в количестве 50 – 60 % от массы плавки.

Производственники отмечают, что процессу «Consteel» присущи недостатки, снижающие его энергоэффективность, в частности, по-

вышенные потери теплоты в водоохлаждаемых панелях корпуса и свода печи, вызванные излучением открытой поверхностью ванны – «flat bath» [3]. Существует также проблема недостаточной температуры нагрева скрапа, движущегося на конвейере, отходящими газами ДСП при омывании шихты сверху [4].

Дискуссионным является вопрос о возможности достижения более высокой удельной (на единицу вводимой мощности) производительности агрегата, в котором процесс плавления шихты обусловлен конвективной теплопередачей от жидкой ванны, в сравнении с традиционной ДСП, в которой энергия передается шихте преимущественно путем прямого излучения электрической дуги. Ю.Н. Тулуевский, И.Ю. Зинуров и В.Г. Швер [4, 5] на основе предварительных расчетов и анализа производственных данных пришли к выводу о неконкурентоспособности процесса «Consteel». Данное утверждение основано на значительно меньшем значении перепада температуры между источником теплоты и нагреваемым объектом и, соответственно, плотности теплового потока, как движущей силы процесса нагрева.

М. Marcozzi, М. Guzzon [1], представители разработчика процесса - компании «Tenova S.p.A.» (Италия), утверждают, что возможности конвективного теплообмена в ванне позволяют достичь заявленной удельной производительности $2 - 2,2 \text{ т/час·МВт}$, основываясь на данных экспериментальных исследований N. Provatas, G. Irons, J. Li [6, 7] и на практике действующих заводов [8].

А.Г. Белковский, М.В. Краснянский, Я.Л. Кац [9] показали, что в условиях принудительного перемешивания сталеплавильной ванны средствами интенсификации плавки, плотность теплового потока конвекции может на один-два порядка превышать данный показатель для лучистого теплообмена в традиционной дуговой печи. Поэтому, процесс «Consteel» имеет преимущество в удельной производительности перед традиционной электроплавкой.

Ряд вопросов, в частности, влияние глубины сталеплавильной ванны на показатели конвективного тепло- и массообмена и скорость плавления фрагментов скрапа в жидкой стали, важные как для непрерывного, так и дискретного электросталеплавильных процессов, практически не исследованы. Увеличение глубины ванны ДСП при неизменной массе плавки позволяет, с учетом определенных технологических и конструктивных ограничений, уменьшить потери теплоты излучением на 20 – 28 %, что соответствует общему снижению энергопотребления печью на 3 – 4 %.

Значительная часть (не менее 30 %) установок «Consteel» используют постоянный ток, при прохождении которого через слой жидкого

металла от пятна дуги на «flat bath» до подового электрода возникает электровихревые течения, обеспечивающие перемешивание ванны [10]. Вопрос о влиянии глубины ванны на данный фактор, с позиций ускорения процесса плавления фрагментов загружаемой шихты, также не нашел отражения в литературе.

Таким образом, в доступных для анализа источниках имеется определенное противоречие относительно возможностей, в частности, удельной производительности, электросталеплавильного процесса «flat bath» с непрерывной загрузкой шихты. Одним из действенных методов повышения энергоэффективности такого процесса в ДСП и ДСППТ могут стать инновационные решения по совершенствованию геометрии сталеплавильной ванны в направлении увеличения ее глубины.

Задачи исследования

Целью работы является исследование возможности интенсификации плавления шихты в ванне ДСП при увеличении ее глубины за счет повышения коэффициента конвективной теплоотдачи при пневматическом и электродинамическом перемешивании.

Основной материал исследования

Возможности повышения скорости плавления скрапа в ДСП, связанные с увеличением глубины ванны, рассмотрим на примере электросталеплавильного агрегата вместимостью 180 т, в котором масса плавки составляет 120 т, а масса «болота» 60 т. Схема технологических вариантов приведена на рис. 1 и включает: ДСП с бадьевой загрузкой шихты (а), а также ДСП (б) и ДСППТ (в) с конвейерной непрерывной загрузкой. Геометрические параметры: диаметр и глубина ванны D_B , H_B ; диаметр и высота каркаса (слоя шихты) D_K , H_K . Мощность, выделяемая в дуговом разряде, для всех вариантов P . ДСП имеют электроды диаметром d и диаметр распада электродов D_p . В подине ДСП установлены 3 пористые пробки по окружности распада электродов между электродами. В подине ДСППТ установлено 4 подовых электрода диаметром $d_{нэ}$, рабочий ток в ванне I .

Ванна для всех вариантов технологии принята цилиндросферическая с соотношением составляющих по высоте 1:1. Объем ванны данной геометрии V определяется следующим уравнением, из которого можно выразить глубину H_B при заданной массе плавки ($M = V \cdot \rho$, где ρ – плотность жидкой стали) и диаметре ванны D_B с учетом эмпирической поправки на объем эркерной зоны.

$$V = \pi \cdot (H_B^3 / 16) \cdot (1/3 + 3(D_B / H_B)^2) \quad (1)$$

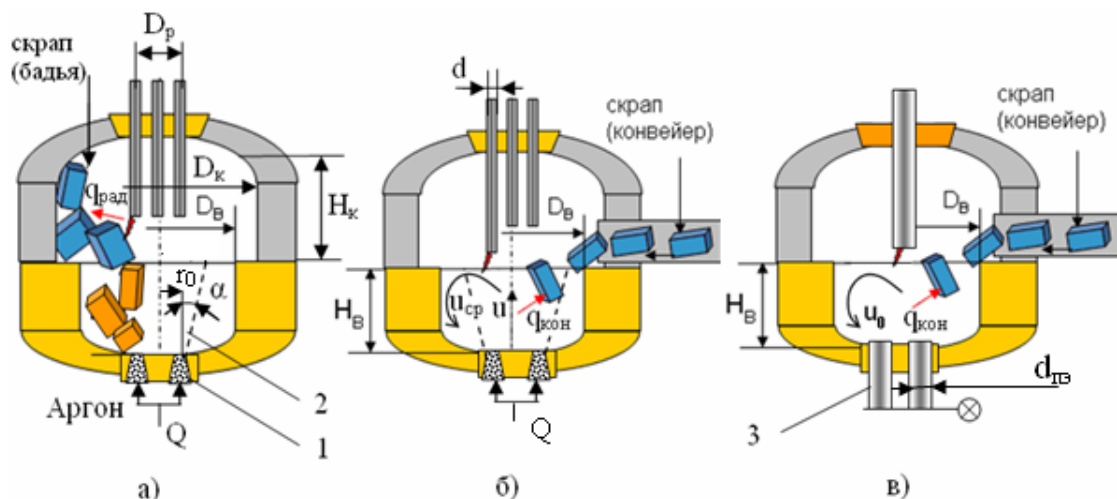


Рис. 1. Схема процесса плавления скрапа при традиционной технологии (а) и технологии «flat bath» (б, в): 1- пористая пробка, 2- двухфазная область, 3- подовый электрод. Другие обозначения – в тексте

Ванна стандартной геометрии характеризуется отношением D_B / H_B , равным 5 – 5,5. Для печей с непрерывной конвейерной загрузкой шихты, с учетом определенных конструктивных ограничений, имеется возможность уменьшения D_B / H_B до 2,5 – 3 в ДСП и до 2 – 2,5 в ДСППТ с одним верхним электродом.

В расчетной модели принято, что в процессе продувки расплава через донные пробки инертным газом в ванне формируется общая двухфазная область в виде конуса диаметром в нижней части $D_p + d$ и углом раскрытия α (см. рис. 1), который определяется эмпирической зависимостью G. Krishnamurthy, S. Mehrotra и A. Ghosh [13].

$$\alpha = 90 \cdot (0,915 \cdot Fr_m \cdot (H_B / D_B)^{-0,254} \cdot (r_0 / D_B)^{0,441}), \quad (2),$$

где $Fr_m = (u^2 / gr_0) \cdot (\rho_g / \rho)$ – модифицированное число Фруда; u – средняя скорость среды с двухфазной области; ρ_g – плотность газа в рабочих условиях в привязке к текущей вертикальной координате; g – ускорение силы тяжести; $r_0 = (D_p + d) / 2$ – радиус условной газоподающей поверхности, формируемой тремя пористыми пробками в подине (см. рис. 1).

Движущей силой возникающей циркуляции металла является разность плотностей среды с двухфазной области и окружающем пространстве. Теплообмен в системе ванна жидкого чугуна в конвертере – фрагменты скрапа исследовали М. Kawakami, R. Takatani [11]. Получено следующее критериальное уравнение, которое использовано для оценки влияния глубины ванны на скорость плавления скрапа в сходных с конвертеров условиях высокопроизводительной ДСП:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}, \quad (3)$$

где $Nu = \alpha_{кон} \cdot L / \lambda$ – число Нуссельта; $\alpha_{кон}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи от жидкой ванны к фрагменту скрапа; L – характерный размер ванны, в данном случае глубина ($L = H_B$); λ – коэффициент теплопроводности жидкой стали; $Re = u_0 \cdot L / \nu$ – число Рейнольдса; u_0 – характерная скорость среды в жидкой ванне; ν – коэффициент кинематической вязкости жидкой стали; $Pr = \rho \cdot C \cdot \nu / \lambda$ – число Прандтля; ρ – плотность жидкой стали; C – теплоемкость жидкой стали.

Основным параметром, определяющим коэффициент конвективной теплоотдачи, а, следовательно, интенсивность плавления фрагментов скрапа в ванне, является характерная скорость конвективных потоков в жидкой ванне. При пневматическом перемешивании в ванне можно выделить две области: центральная двухфазная и периферийная с восходящим и нисходящим потоками соответственно. Согласно D. Mazumdar, R. Guthrie и A. Ghosh [12, 13], средняя скорость движения расплава в двухфазной области (u) и средняя скорость циркуляции в ванне (u_{cp}) определяются следующими эмпирическими уравнениями в зависимости от расхода аргона Q и геометрических параметров ванны D_B, H_B (см. рис. 1):

$$u = 4,5 \cdot Q^{0,33} \cdot H_B^{0,25} / (0,5 D_B)^{0,33}; \quad (4)$$

$$u_{cp} = 0,79 \cdot Q^{0,33} \cdot H_B^{0,25} / (0,5 D_B)^{0,67}. \quad (5)$$

При оценке коэффициента конвективной теплоотдачи от жидкой ванны к фрагменту скрапа из критериального уравнения (3) в качестве характерной скорости в жидкой ванне u_0 принимали средневзвешенную величину из (4) и (5) с учетом объема двухфазной области, определяемого на основании параметров D_p, d, α , и объема периферийной области как разности между объемом ванны (1) и объемом двухфазной области.

Характерную скорость электровихревого течения в ванне ДСППТ принято оценивать на основании следующего уравнения [14]:

$$u_0 = j_0 \cdot L \cdot \sqrt{\mu_0 / \rho}, \quad (6)$$

где $j_0 = 2I / (\pi \cdot (D_B^2 / 4) + 4\pi(d_{nz}^2 / 4))$ – средняя по глубине плотность тока в ванне, I – сила тока; L – характерный размер, равный, в первом приближении, глубине ванны H_B ; μ_0 – магнитная проницаемость в вакууме; d_{nz} – диаметр подового электрода (см. рис. 1).

Результаты оценки коэффициента конвективной теплоотдачи от жидкой ванны к фрагменту скрапа для вариантов б), в) процесса с непрерывным плавлением шихты (см. рис. 1) приведены на рис. 2. Расчетные параметры: $C = 750$ Дж/(кг·К); $\lambda = 32$ Вт/(м·К); $\rho = 7000$ кг/м³; $\nu = 10^{-6}$ м²/с; $D_p = 1,25$ м; $d = 0,6$ м; $d_{nz} = 0,4$ м; $\mu_0 = 1,257 \cdot 10^{-6}$ м·кг/(А²·с²); $I = 10^5$ А.

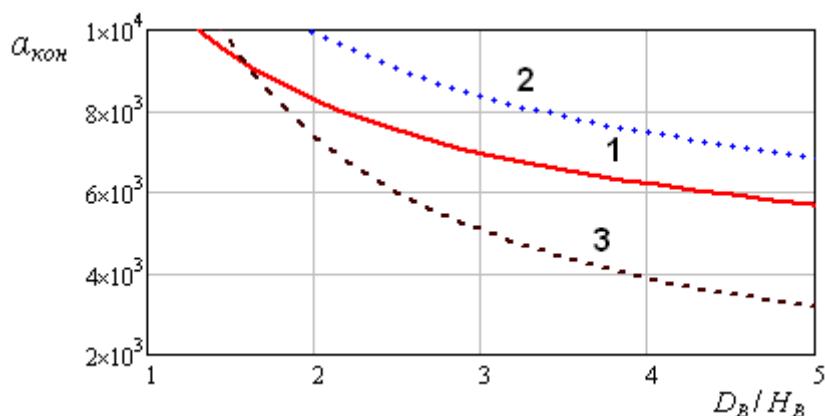


Рис. 2. Зависимость коэффициента конвективной теплоотдачи в ванне дуговой печи $\alpha_{\text{кон}}$, Вт/(м²·К) от геометрических соотношений ванны D_B/H_B :

1, 2 – ДСП, интенсивность продувки ванны $Q = 20$ и $40 \text{ м}^3/\text{час}$ (при н.у.), соответственно; 3- ДСППТ

Согласно приведенным данным, в ДСППТ с перемешиванием расплава электродинамическими силами, влияние геометрии ванны более заметно, чем в ДСП, где используют пневматическое перемешивание ванны. Так снижение D_B/H_B с 5 до 2 в ДСППТ ведет к росту коэффициента конвективной теплоотдачи не менее чем вдвое. В ДСП снижение D_B/H_B с 5 до 2,5 позволяет увеличить $\alpha_{\text{кон}}$ в 1,3 раза.

Выполним оценку продолжительности плавления фрагментов скрапа в ванне ДСП и влияние на нее геометрических параметров ванны. Учитывая достаточно высокий коэффициент теплоотдачи в ванне, можно для основных категорий относительно легковесного скрапа полагать, что процесс намерзания и плавления корочки не будет значительно влиять на длительность плавления скрапа [15]. Для оценки использовали простую и наглядную методикой И.Д. Семикина [16]. Формула для длительности плавления ($\tau_{\text{пл}}$) имеет вид:

$$\tau_{\text{пл}} = (\gamma \cdot C_{\text{скр}} / \alpha_{\text{кон}}) \cdot \ln((T_m - T_0)/(T_m - T_{\text{пл}})), \quad (7)$$

где γ – отношение массы скрапа к его поверхности; $C_{\text{скр}}$ – теплоемкость скрапа; T_m , $T_{\text{пл}}$ – температура ванны и температура плавления скрапа, соответственно; T_0 – начальная температура скрапа.

Результаты расчета длительности плавления скрапа по (7) приведены на рис. 3 для следующих значений входящих параметров: $C_{\text{скр}} = 550 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $T_m = 1923 \text{ К}$, $T_{\text{пл}} = 1773 \text{ К}$; $T_0 = 600 \text{ К}$ с учетом предварительного нагрева отходящими газами на конвейере. Для стандартного скрапа АЗ насыпной плотностью $0,7 \text{ т}/\text{м}^3$ параметр $\gamma = 720 \text{ кг}/\text{м}^2$ [15]. Значение $\alpha_{\text{кон}}$ рассчитывается из (3) с учетом входящих параметров.

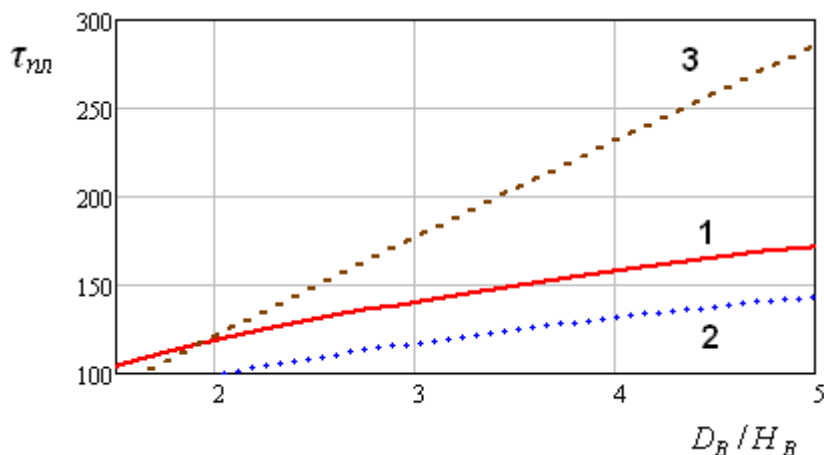


Рис. 3. Зависимость длительности плавления скрапа $\tau_{пл}$,
с от геометрических соотношений ванны D_B / H_B :

1, 2 - ДСП, интенсивность продувки ванны
 $Q = 20$ и $40 \text{ м}^3/\text{час}$ (при н.у.) соответственно; 3 – ДСППТ

Следует отметить, что полученные результаты хорошо соотносятся с экспериментальными данными J. Li и N. Provatas [7], согласно которым продолжительность плавления стальных образцов в жидкой стальной ванне индукционной печи обратно пропорциональна коэффициенту теплоотдачи от расплава к плавящимся образцам.

Для сравнения рассматриваемых вариантов традиционной ДСП с бадьевой загрузкой шихты и процесса «flat bath», к которым относится «Consteel», по удельной производительности, представляется рациональным сопоставить величины плотности теплового потока от источника тепла к приемнику.

Интенсивность теплообмена в период плавления в ДСП с бадьевой загрузкой скрапа оценивали при следующих допущениях. Активная мощность P , выделяемая в дуговом разряде, полностью поглощается шихтой, поскольку дуги горят в проплавленном колодце, диаметром, оцениваемым в 1,5 – 2 диаметра распада электродов [17]. Вкладом топливно-кислородных горелок и потерями энергии теплопроводностью через стержни электродов пренебрегаем ввиду их незначительности в общем энергобалансе печи (до 8 %).

Плотность теплового потока излучения $q_{рад}$, в колодце, усредненная по ходу плавления в рабочем пространстве ДСП диаметром D_k , высотой H_k и диаметром распада электродов D_p (см. рис. 1), с учетом влияния насыпной плотности скрапа на величину тепловоспринимающей поверхности фрагментов скрапа F_k можно представить следующим выражением:

$$q_{рад} = P / F_k. \quad (8)$$

Плотность теплового потока конвекции $q_{кон}$ (см. рис. 1) в системе жидкая ванна, принудительно перемешиваемая внешним воздействием – фрагменты скрапа определяется, согласно закону Ньютона, следующим выражением:

$$q_{кон} = \alpha_{кон} \cdot (T_m - T_{пл}). \quad (9)$$

Сопоставление $q_{рад}$ и $q_{кон}$, рассчитанных по уравнениям (8) и (9) соответственно, приведено на рис. 4.

Расчет выполнен для скрапа стандартной насыпной плотности $0,7 - 0,8 \text{ т/м}^3$ при следующих исходных параметрах: $P = 100 \text{ МВт}$; $D_P = 1,25 \text{ м}$; $D_K = 6,2 \text{ м}$; $H_K = 3,5 \text{ м}$; $T_m = 1923 \text{ К}$; $T_{пл} = 1773 \text{ К}$.

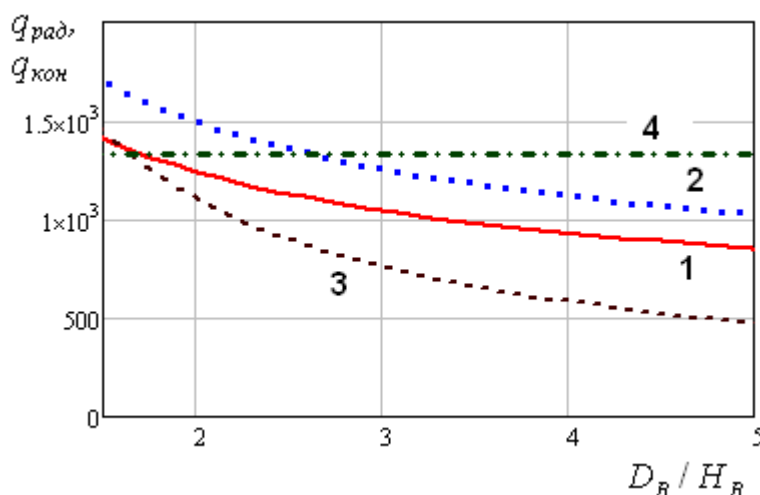


Рис. 4. Зависимость плотности теплового потока $q_{рад}$, $q_{кон}$, кВт/м² от геометрических соотношений ванны D_B / H_B .

1,2- $q_{кон}$ в ванне ДСП при интенсивности продувки ванны $Q = 20$ и $40 \text{ м}^3/\text{час}$ (при н.у.) соответственно;
4 - $q_{рад}$ в рабочем пространстве ДСП

Согласно приведенным данным, плотность теплового потока и, соответственно, интенсивность теплообмена в системе жидкая ванна – фрагменты скрапа в общем случае ниже, чем в системе электрическая дуга – шихта из-за различного градиента температуры в этих системах, что соотносится с данными [4, 5]. Плотность теплового потока конвекции в жидкой ванне ДСП, полученная в [9], представляется существенно завышенной и, по-видимому, может соответствовать реальности лишь в момент загрузки холодного скрапа в ванну.

Однако проблему повышения производительности процесса «Consteel» можно, при реализации в печи «глубокой» ванны, в ряде случаев решить за счет использования вынужденной конвекции, возникающей при перемешивании продувкой аргоном через пористые пробки в подине или электромагнитными силами (в ДСППТ).

Заключение

В электросталеплавильных процессах «flat bath» с непрерывной загрузкой шихты в ванну жидкого расплава, к которым относится «Consteel», геометрическое соотношение параметров ванны D_B / H_B играет существенную роль. С использованием инженерных расчетов и учетом определенных конструктивных и технологических ограничений, получена качественная оценка, согласно которой переход от традиционной ванны с $D_B / H_B = 5,5 - 5,0$ к «глубокой» ванне с $D_B / H_B = 2,0 - 3,0$ позволяет увеличить скорость плавления скрапа, а, следовательно, производительность и энергоэффективность электросталеплавильного процесса в 1,3 – 2 раза. При определенных условиях интенсификация циркуляции расплава и плавления скрапа в «глубокой» ванне путем пневматического или электродинамического (в ДСППТ) перемешивания позволяет достигнуть удельной производительности не ниже, чем при традиционной технологии плавления скрапа в ДСП за счет энергии излучения дугового разряда.

Список литературы

1. Marcozzi M. The evolution of preheating and the importance of the hot heel in supersized EAF systems / M. Marcozzi, M. Guzzon // MPT International. – 2011. – №3. – P. 82–91.
2. Adachi T. The jumbo size 420 t EAF at Tokyo Steel, Japan // T. Adachi, R. Sellan / MPT International. 2012. №2. P. 54–62.
3. Евстратов В. Г. Особенности тепловой работы электропечи ДСП-120 Consteel на Ашинском металлургическом заводе / В. Г. Евстратов, А. Д. Киселев, И. Ю. Зинуров и др. // Электрометаллургия. – 2012. – № 8. – С. 2–6.
4. Тулуевский Ю. Н. Новые возможности печей Consteel / Ю. Н. Тулуевский, И.Ю. Зинуров, В.Г. Швер // Электрометаллургия. – 2011. – № 6. – С. 22–27.
5. Toulouevski Y. N. Electric Arc Furnace with Flat Bath. Achievements and Prospects / Toulouevski Y. N., Zinurov I. Y. // Heidelberg – New York – Dordrecht – London : Springer. – 2015. – 132 p.
6. Li J. Modeling of scrap melting in the heel of an EAF / J. Li, N. Provatas, G. Irons // Iron and Steel Technology. – 2008. – V.5. – № 3, P. 216–223.
7. Li J. Kinetics of Scrap Melting in Liquid Steel: Multipiece Scrap Melting / J. Li, N. Provatas // Metallurgical & Materials transactions. – 2008. – V. 39B, № 4. – P. 268–279.
8. De Miranda U. Scrap continuous charging to EAF / U. De Miranda, A. Di Donato, V. Volponi, U. Zanusso, P. Arganta, M.

Pozzi //European Comission. Report No 20883, ISSN 1018-5593. Luxembourg, 2003,- 41p.

9. Белковский А. Г. Повышение эффективности производства стали на электрометаллургических заводах малой производительности / А. Г. Белковский, М. В. Краснянский, Я. Л. Кац //Труды 13-го Международного Конгресса сталеплавильщиков, г. Полевской 12-18.10.2014 // Москва. – 2014. – С. 457–467.

10. Liu X. Melting mechanism of Water-cooled billet-type bottom electrode of direct current arc furnace: a numerical approach / X. Liu, J. Zhou, H. Shi et al // Metallurgical and materials transactions. –2008. – V. 39B. – № 10. – P. 713-724.

11. Kawakami M. Heat and Mass Transfer Analysis of Scrap Melting in Steel Bath / M. Kawakami, R.Takatani / Tetsu to Hagane. – 1999. – V.85. – № 9. – P. 658–665.

12. Mazumdar D. The Physical and Mathematical Modeling of Gas Stirred Ladle Systems / D. Mazumdar, R. Guthrie // ISIJ International. – 1995.– V.35. – № 1. – P. 1–20.

13. Ghosh A. Secondary Steelmaking. Principles and Applications / CRC Press, 2000, 344p.

14. Bojarevics V. Electrically Induced Vortical Flows / V. Bojarevics, Ya Freibergs., E. I. Shilova, E. V. Shcherbinin // Amsterdam : Kluwer Academic Publishers, 1989. – 315 p.

15. Сериков В. А. Угар металла и нагрев шихты в расплаве в дуговых электропечах / В. А. Сериков, Р. А. Бикеев., М. В. Чередниченко, В. С. Чередниченко // Электрометаллургия. – 2015. – № 9. – С. 2–8.

16. Румянцев В. Д., Ольшанский В. М. Теплотехника : Учебное пособие // Под ред. В. И. Губинского / Днепропетровск : Пороги, 2002. – 325 с.

17. Stankevich Yu. A Mathematical modeling of the heating and melting charge in an electric arc furnace / Yu. A Stankevich, V. I. Timoshpolskii, N. V. Pavlyukevich, M. G. German, P. S. Grinchuk // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2009. – V. 82. – № 2. – P. 221–235.

Рукопись поступила 31.10.2015 г.

УДК 536.4.033, 620.184

Чейлытко А.А. – к.т.н., доцент, Запорожская государственная инженерная академия

КОМПЛЕКСНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПОРИСТОЙ СТРУКТУРЫ И ИХ СВЯЗЬ С ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

В статье описываются методы влияния на пористость теплоизоляционных материалов и влияние пористой структуры на их теплофизические характеристики. Среди основных методов формирования пористой структуры выделен синтез исходных компонентов, их дисперсность и режимы тепловой обработки исходной смеси. Предложены комплексные показатели пористой структуры, которые позволяют использовать новую методологию управления пористой структурой.

Ключевые слова: пористая структура; вспучивание; пористость; теплопроводность; теплоизоляция.

Введение

В условиях экономического кризиса и стремления к энергетической независимости Украины, наиболее востребованными, в народном хозяйстве, материалами являются пористые строительные материалы и тепловая изоляция. Среди данной группы материалов, отдельно необходимо выделить крупнопористые материалы, которые получают резким взбуханием сырьевой массы. Данная группа материалов интересна тем, что из сырьевой смеси одного состава можно получить материалы различного качества путем изменения их конечной пористой структуры [1, 2]. Пористая структура оказывает влияние на все теплофизические характеристики материала.

Большинство авторов изучающие макропористые материалы, оценивают только количественный показатель – пористость. Вопрос о достаточности данного критерия для твердых макропористых материалов до сих пор не поднимался.

Постановка задачи

Существующие экспериментальные данные, как исследовательские, так и производственные, по оптимальным условиям создания макропористой структуры материалов полученных при взбухании также различны. К таким материалам можно отнести пеностекло, ке-

рамзит, глиноземистые огнеупорные изделия. В настоящее время отсутствует теория, обобщающая физические процессы, происходящие при формировании пористости в твердых материалах при их вспучивании. К примеру, подогрев вспучивающейся исходной смеси пеностекла до температуры спекания (690°C) рекомендуют проводить как 70 минут, так и 15 минут [3].

В [1] проанализированы основы формирования пор, но при этом отсутствует конечная связь вида пористой структуры материала с его теплофизическими характеристиками. Также из статьи не ясно как необходимо оценивать пористую структуру. В [4] предлагается выделять в пористых системах следующие основные признаки: характер структуры, число компонентов структуры, агрегатное состояние компонентов структуры и процессы взаимодействия между компонентами структуры. Данная классификация очень удобна для разделения пористых систем в целом. Хотя она и позволяет управлять теплофизическими свойствами конкретного макропористого материала путем изменения структуры пористости, но не позволяет найти оптимальные параметры структуры. При этом под структурой подразумевается форма и расположение пор в материале. Вопрос о достаточности этих критериев до сих пор не поднимался.

Целью данной статьи является определение существующих методов формирования пористой структуры в теплоизоляционных и строительных материалах, определение возможности управления ею, а также создание комплексных показателей пористой структуры.

Методы влияния на пористость

В [3] исследовались процессы вспучивания и кристаллизации стекол с различным химическим составом, с целью определения температуры при которой вспучивание стекол происходит наиболее эффективно. Из анализа экспериментальных данных можно сделать вывод, что вспенивание (пористость) значительно увеличивается у стекол с пониженной температурой кристаллизации, но при этом автор исследований утверждает, что начальная ранняя кристаллизации образуется локально. Т.е. для большего вспучивания пеностекла рекомендуется выбирать наиболее чистые стекла (с минимальным количеством примесей), а очаги кристаллизации создавать за счет пеноактивных добавок, которые после химической реакции образуют газ и твердое вещество с температурой кристаллизации большей температуры вспучивания. Наиболее сильно вспучиваются стекла с повышенным содержанием Al_2O_3 (5,6 – 7,4 %), при пониженных температурах ($830\text{--}850^{\circ}\text{C}$) стоит отметить вспучивание стекол с повышенным содержанием CaO (5,7 – 6,2 %) и одновременно большим значением K_2O

(1,9 – 2,1 %). Но главное, довольно сильно просматривается связь между температурой тепловой обработки пеностекла и коэффициентом вспучивания. Следовательно, режим тепловой обработки влияет на структуру материала и на его теплофизические характеристики. Данную зависимость, автор находит для определенного химического состава стекла методом планирования эксперимента. В качестве управляющих факторов выбраны: содержание углерода смеси, дисперсность стекла, температура тепловой обработки и ее продолжительность.

Как следует из проведенного эксперимента, коэффициент вспучивания снижается при увеличении содержания углерода в пенообразующей смеси. Остальные параметры неоднозначно влияют на вспучивание. Наиболее сильное влияние оказывает температура и продолжительность тепловой обработки и меньшее – дисперсность и содержание углерода, но стоит учитывать и совместное влияние данных факторов по коэффициентам парных взаимодействий. Однозначно проявляется влияние управляющих факторов на потерю массы. Совместное или раздельное увеличение дисперсности стекла, продолжительности и температуры тепловой обработки приводит к возрастанию потерь массы, что говорит об увеличении выделения газа из смеси.

Автор не уделил должного внимания формированию самой структуры материала, но указал, что на пористость итогового материала будет влиять синтез исходных сырьевых компонентов и газообразователей (в небольшом диапазоне) и режимы термообработки.

Аналогичные исследования, для глиноземистых материалов, проведены в [5]. Основным методом влияния на пористую структуру служили время термической обработки материалов, температура обработки и начальная влажность сырьевой смеси. В качестве основного показателя оценивания пористой структуры выбрана – пористость и диаметр пор, что, в сущности, не позволило провести качественной оценки пористой структуры. Полученным результатом являлись зависимости теплофизических характеристик от режимов термообработки в определенном диапазоне. Открытым остался вопрос о необходимости связывания пористой структуры и теплофизических свойств.

Связь пористой структуры с теплофизическими характеристиками

В [5] приводятся графические экспериментальные зависимости изменения диаметра сферической вспучивающейся частицы, на основе кремнезема, для различных температур. Зависимость коэффициента теплопроводности конечного материала от коэффициента вспучивания оказалась не линейной. Это позволяет сделать вывод, что количественный показатель пористости не является критерием качествен-

ной оценки материала. Увеличение коэффициента теплопроводности при увеличении значения пористости связано с тем, что после определенной критической точки поры начинают расти в хаотическом порядке, следовательно, увеличивается перенос теплоты конвективной составляющей в поре, а также нарушается равномерность распределения пор по объему.

В [5] также была предпринята попытка создания эмпирических зависимостей теплофизических свойств материала без качественной оценки структуры. Методом планирования эксперимента были найдены зависимости теплоемкости, теплопроводности и плотности кремнеземистого материала от режимов вспучивания. Из анализа данных зависимостей следует, что для кремнеземистых материалов влияние на общую плотность, а значит и на коэффициент вспучивания, оказывает совокупность различных факторов. Причем влияние температуры и времени тепловой обработки на вспучивание примерно равное. Для коэффициента теплопроводности кремнеземистого материала большее влияние оказывает время тепловой обработки, но данное влияние не однозначно. При длительной тепловой обработке коэффициент теплопроводности начинает возрастать. Что, как было показано ранее, не характерно для вспучивающегося пеностекла. Аналогичное воздействие оказывает время вспучивания на теплоемкость материала. Главным недостатком приведенных зависимостей является узкий диапазон их применения.

Увеличение размера пор увеличивает эффективную теплопроводность за счет увеличения конвективной составляющей, но также при этом уменьшается давление внутри пор, что в свою очередь уменьшает конвективную составляющую [6]. Значит должен существовать минимум функции зависимости конвективной составляющей от режимов вспучивания материала. В известных источниках данные об исследованиях одновременного влияния давления газов и размера пор на эффективный коэффициент теплопроводности не представлено. Это позволяет сформулировать задачу определения влияния пористой структуры на эффективный коэффициент теплопроводности, решение которой возможно путем использования теоретических и эмпирических методов. Для обобщения полученных результатов применительно к различным технологиям и материалам целесообразно создание теоретической базы процессов и структурных элементов, влияющих на вспучивание материала.

Прочностные характеристики также являются важной характеристикой исследуемых материалов, которые тоже зависят от режима тепловой обработки материала. Исследования показывают, что основным этапом, влияющим на прочностные характеристики, является отжиг и

охлаждение вспучиваемого материала [3]. При этом основным фактором, влияющим на скорость охлаждения, является температуропроводность. К примеру, для пеностекла безопасная скорость охлаждения в начале процесса может быть равной $1,2 - 1,8$ °C/мин, снижаясь в конце его до $0,6 - 0,7$ °C/мин. Также важную роль в прочностных характеристиках играют дефекты структуры и размер зерна. Поэтому выбор температурной кривой отжига для различных вспучивающихся материалов так же определяется структурой пористого материала, который должен учитываться при выборе режимов охлаждения.

Таким образом, разработка комплексных показателей пористой структуры и определение их влияния на теплофизические и прочностные характеристики различных пористых материалов является актуальной задачей, решение которой позволит повысить возможность получения материалов с заданными свойствами.

Экспериментальные исследования вспучивания гидросиликатов

Для проведения серии экспериментов по вспучиванию гидросиликатов выбирались глины различного месторождения с содержанием диоксида кремния от 48 до 65 %, оксида алюминия от 3 до 10 %, оксида железа не более 11 %, оксида кальция не более 15 %.

Для термообработки использовалась муфельная электропечь, контроль температуры в которой проводился с помощью термодатчика ХК-0,1. Образцы насыщались до максимальной влажности. После этого часть каждого образца высушивалась косвенным ускоренным методом (время сушки 10 минут, температура печи 130 °C).

Из проведенного эксперимента следует, что испарение влаги вызвало образование пор внутри глин. Характер и форма пор определялась на электронном микроскопе ММР-2Р, как по срезу, так и на поверхности образца. Наибольшей пористостью обладает чистая глина (без содержания оксида железа и оксида кальция). В ней поры имеют сферический характер. Наличие примесей уменьшает пористость материала, так как увеличивается вязкость глины. Необходимо отметить, что примеси также влияют на форму пор. Поры становятся вытянутые перпендикулярно линиям диффузии влаги, разделяют материал на отдельные пласты. Большое количество примесей ведет к образованию трещин. Это связано с неравномерностью распределения примесей по объему. Следовательно, создаются различные напряжения внутри материала при порообразовании. Но примеси могут увеличивать конечную прочность материала.

Для определения влияния порообразующих газов (CO_2 , H_2O а также возможно CO , H_2 , H_2S , SO_2), на процесс вспучивания имею-

щиеся образцы вспучивались при температурах 750 °С на протяжении 8 минут. Данной температуры достаточно для выделения газов, но при этом она ниже температуры плавления глины. После термообработки во всех образцах наблюдались следующие изменения: поры – более крупные, чем в предыдущем эксперименте, но не сферические; иногда возникает большая пора внутри материала; материал становится прочнее, что связано с образованием муллита; возникают более отчетливые трещины; материал из чистой глины по прежнему хрупок, но поры более неравномерные и различные по размеру.

Для понимания влияния структуры исследуемых образцов на их теплопроводность были проведены эксперименты по определению теплопроводности различных пористых материалов. Исследовались образцы прессованного порошка гипса (образец № 1), образцы вспученной (при различных условиях) глины и имеющие различные структурные характеристики (образцы № 2, 3, 4) и образец $3CaO \cdot Al_2O_3 \cdot 6H_2O$ (образец № 5). Измерения теплопроводности всех образцов производилось на ИТ-λ-400. Результаты измерения отображены на рис.1.

По результату эксперимента можно сказать, что с увеличением температуры от 50 °С до 275 °С теплопроводность пористых материалов увеличивается. При этом, теплопроводность чистого Al_2O_3 с ростом температуры (в данном диапазоне) должна уменьшаться [7]. Это подтверждает возможность регулирования зависимости теплопроводность-температура путем увеличения содержания Al_2O_3 . Но основываясь на предыдущих экспериментах можно утверждать, что увеличения содержание Al_2O_3 в глиноземах будет оправдано только при минимуме примесей.

Из рис. 1 можно сделать вывод, что характер изменения теплопроводностей у всех образцов одинаковый, но у газобетона зависимость имеет более пологий характер, т.е. минимально зависит от температуры.

Для всех исследованных образцов характерно, что зависимости теплопроводности от температуры можно описать линейными или логарифмическими зависимостями (коэффициент детерминации не отличается более чем на 5 %). Для образцов 1, 2 и 5 более точно описывает логарифмическая зависимость.

Зависимость температуры вспучивания глины на теплопроводность носит неоднозначный характер. Минимальная теплопроводность была достигнута при температуре термообработки 750 °С. При этом при термообработке 650 °С теплопроводность материала незначительно выше, а при 800 °С – выше практически в два раза. Это объясняется равномерностью распределения пор и их одинаковыми размерами при термообработке 750 °С. Так при термообработке 650 °С –

поры менее равномерные и меньше по объему (образец менее пористый). При 800 °С – наблюдается значительное увеличение некоторых пор, но при этом исчезают более мелкие поры и хотя общая пористость материала больше чем при термообработке 750 °С, но пористость является неравномерной. Также при 750 °С и 800 °С будет происходить протекание разных химических реакций, что незначительно также повлияло на результаты.

λ , Вт/(м·К)

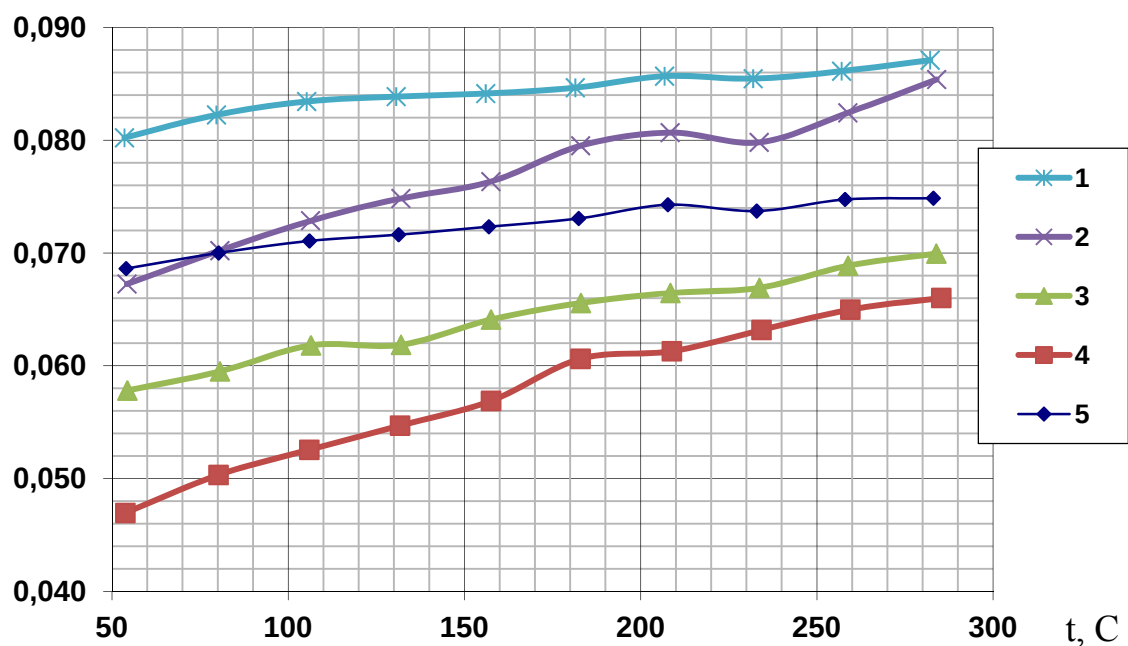


Рис. 1. Зависимость теплопроводности образцов от температуры

Можно сделать вывод, что равномерность пористости оказывает значительное влияние на теплопроводность пористых строительных материалов.

Комплексные показатели пористой структуры

Большинство существующих исследований пористых структур учитывают пористость как основную характеристику материала и очень редко учитывают и размер или тип пор. Но даже совместный учет коэффициента пористости, размера и типа пор не однозначно характеризует пористую структуру. Отсутствует математическое описание структуры пористости и пути формирования данной структуры. Поэтому ниже предлагаются комплексные показатели, которые в полной мере позволяют охарактеризовать ячеистую пористую структуру и пути ее формирования.

1) Пористость – Π , %. Пористость, как общий показатель структуры. Пористость определяется как отношение общего объема пустот к объему тела в целом.

2) Количество пор – n , шт/м². Количество пор в совокупности с пористостью дают общее представление о структуре материала. Изменение количества пор также покажет динамику процесса порообразования.

3) Расположение пор в пространстве – описывается системой трансляций Браве (решеткой Браве [8]), в которой пора является центром с размерами менее чем ячейка Вигнера – Зейтца (при больших размерах тип пористости будет канальным).

4) Форма поры – пространственная функция координат, описывающая форму поры. Возможно, принятие всех пор за сферу и описание деформации свойственной данной сфере согласно гипотезе Пуанкаре.

5) Энергия порообразования $Q_{\text{поры}} = \Delta U_{\text{пор}} + \int_{V_{\text{пор}}} P dV_{\text{пор}}$.

Выводы

Анализ литературы и собственные экспериментальные исследования влияния особенностей структуры пористых материалов на их теплофизические характеристики позволяют сделать следующий вывод- в настоящее время отсутствует единый подход для оценки влияния пористой структуры на теплофизические свойства материала. Для исследования структуры пор на характеристики материала целесообразно использовать комплексные показатели : пористость, количество пор, расположение пор в пространстве, форма поры, энергия порообразования.

В результате исследований установлено, что:

- для более равномерного вспучивания смеси по объему необходимо минимизировать размер дисперсных исходных компонентов, тем самым увеличив площадь их контактов.

- наличие примесей во вспучивающихся глиноземистых материалах уменьшает конечную пористость материала. Поры становятся вытянутые перпендикулярно линиям диффузии влаги, разделяют материал на отдельные пласты. Большое количество примесей ведет к образованию трещин.

- равномерность пористости оказывает значительное влияние на теплопроводность пористых строительных материалов.

Список литературы

1. Чейлитко А. О. Исследование формирования пор во вспучивающемся материале / Чейлитко А. О. // Технологический аудит и резервы производства. – 2013. – № 13. – С. 38–40
2. Чудновский А. Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов [Текст] / А. Ф. Чудновский. – М. : Государственное издательство физико-математической литературы, 1962. – 456 с.
3. Демидович Б. К. Производство и применение пеностекла [Текст] / Б. К. Демидович. – Минск : Наука и техника, 1972. – 304 с.
4. Дульнев Г. Н. Теплопроводность смесей и композиционных материалов [Текст] / Г. Н. Дульнев, Ю. П. Заричняк. – Ленинград : Энергия, 1974. – 264 с.
5. Чейлытко А. А. Вспучивание пористого кремнеземистого материала [Текст] / Чейлытко А. А., Павленко А. М. – Saarbrücken, Deutschland : LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. – 130 с.
6. The rate of formation pores in the material which swells. Anatoliy Pavlenko, Dr. Sci, professor. Andriy Cheilytko Ph.D., associate professor. Kazimierz Pułaski University of Technology and Humanities in Radom, Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University, p. 31-37, ISBN 978-83-7351-454-6.
7. Гуртов В. А. Физика твердого тела для инженеров [Текст] / В. А. Гуртов, Р. Н. Осауленко. – М. : Техносфера, 2012. – 561 с.
8. Ашкрофт Н. Физика твердого тела. Т.1 [Текст] / Н. Ашкрофт, Н. Мермин. – М. : Мир, 1979. – 392 с.

Рукопись поступила 24.09.2015 г.

УДК 669.162.1

Яковлева И.Г. – д.т.н., профессор, Запорожская государственная инженерная академия (ЗГИА)

Петрик А.А. – аспирант, ЗГИА

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ РЕАКЦИОННЫХ ЗОН ПРИ ПРОДУВКЕ ВАННЫ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОГО АГРЕГАТА КИСЛОРОДОМ

На основании данных изучения взаимодействия погруженной кислородной струи с расплавом в сталеплавильных агрегатах проведены исследования и проанализированы пути повышения интенсификации сталеплавильной ванны кислородом с позиции физико-гидродинамических и теплофизических особенностей состояния реакционных зон. Рассмотрены условия перегрева реакционных зон относительно периферийной части ванны и оценены градиенты температур. Построены температурные поля реакционных зон и ванны агрегата, позволяющие определить интервалы температур каждой реакционной зоны.

Ключевые слова: температурное поле; реакционные зоны; интенсивность продувки; расплав; количество теплоты; градиенты температур; энергоресурсы; гидродинамические процессы; теплофизические особенности.

Введение

В настоящее время, учитывая постоянное подорожание энергетических ресурсов, проблема сокращения объемов потребления энергоресурсов при оптимизации процесса выплавки стали и повышения производительности сталеплавильных агрегатов становится крайне актуальной.

В условиях высокоинтенсивной продувки металла кислородом температура в реакционных зонах ванны сталеплавильного агрегата и ее изменение в период подачи кислорода непосредственным образом определяет характер физико-химических и гидродинамических процессов выплавки стали.

Анализ исследований и публикаций

В работе [1] Явойским В.И. и Дорофеевым Г.Л. изучено взаимодействие верхней погруженной кислородной струи с расплавом.

Баптимизанский В.И. в работах [2 – 5] произвел экспериментальные исследования на горячих моделях и опытно-промышленных установках, которые позволили выявить четыре последовательных периода процесса выплавки стали при продувке ее кислородом, характеризующиеся изменением содержания примесей в расплаве и скоростью их окисления.

По данным Явойского В.И. и Сизова А.М. в [6] определено распределение изотерм факела дутья при продувке ванны кислородом.

Капустин Е.А., Сущенко А.В. в своих опытах [7] визуально на горячих моделях изучили качественную картину взаимодействия верхней струи с расплавом.

Постановка задачи

Целью исследования является определение условий перегрева реакционной зоны относительно периферийной части ванны и оценка градиентов температур каждой реакционной зоны.

Для достижения этой цели решались следующие задачи:

- рассмотрены известные теоретические данные о взаимодействии кислородного факела с расплавом в реакционной зоне;
- построены температурного поля реакционной зоны в ванне сталеплавильного агрегата.

Изложение результатов исследования

Структурная особенность зоны взаимодействия струй дутья из кислорода с жидким металлом свидетельствует о весьма сложной гидродинамической картине в реакционных зонах (рис. 1).

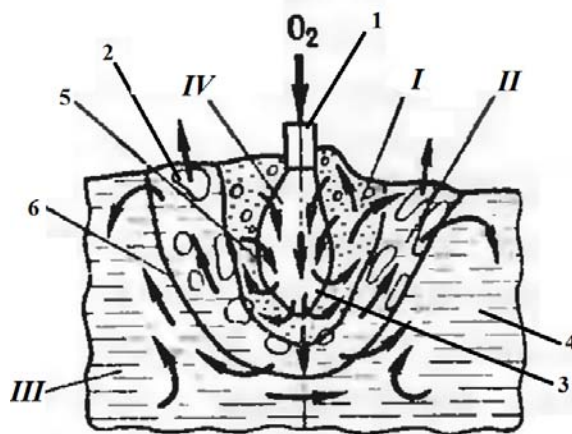


Рис. 1. Схема взаимодействия верхней погруженной кислородной струи с расплавом и структура факела кислородной струи в случае продувки железоуглеродистого расплава:

- 1 – фурма; 2 – крупные всплывающие газовые пузыри CO – "свищи";
3 – факел дутья; 4 – металлический расплав; 5 – граница зон повышенных температур; 6 – граница зон факела

Как показывают исследования [8], зона *I* (высокотемпературная зона с температурами в интервале 1800 – 2500 °С) локализована в относительно небольшом объеме, что обуславливает специфику теплообмена, температурного и концентрационного полей в ванне сталеплавильного агрегата.

Агрессивная окислительная среда практически исключает возможности прямого точного анализа температуры реакционной зоны термодарами. Результаты измерения с помощью пирометров свидетельствуют о том, что температурное поле в реакционной зоне находится в широком диапазоне значений – 2500 °С и выше. При этом имеют место трудности определения неоднородности реакционной зоны *I* как по структуре и составу ванны, так и по температуре.

Проанализируем изотермы факела дутья при продувке расплава кислородом (Рис. 2) [6].

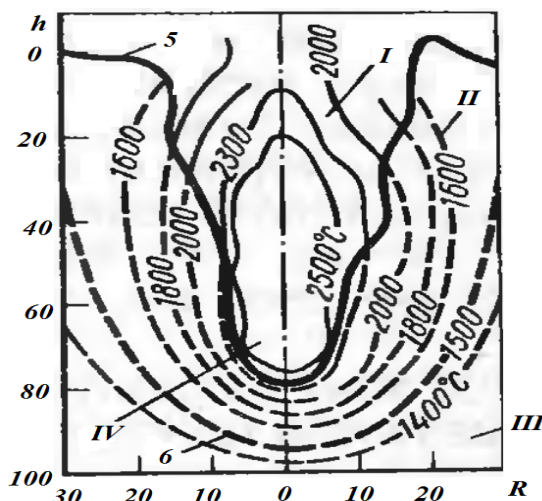


Рис. 2. Изотермы факела дутья в условиях верхней кислородной продувки Fe–C-расплава (обозначения зон аналогично на рис. 1).

Пунктир – изотермы в расплаве, сплошные линии – изотермы в газовой фазе [6]

Перемешивание высокотемпературного оксида железа, поступающего из области *I*, с более холодным расплавом ($t \approx 1400 - 1500$ °С), поступающим из объема ванны, определяет понижение температуры в области *II* по сравнению с областью *I*. Границу вторичной реакционной зоны от объема остальной ванны отделяет область повышенных температур ($t \approx 1700 - 1900$ °С), которая характеризуется относительно постоянными температурами.

Область *II* имеет две зоны, отличающиеся характером и интенсивностью газообразования: 1) промежуточная зона с повышенными

температурами ($t \approx 1700 - 1900$ °С) и усиленным газовыделением, носящим барботажно-пульсационный характер; 2) внешняя зона – с температурой, приближающейся на периферии факела к температуре расплава. Объем зоны II изменяется в процессе продувки, снижаясь с уменьшением концентрации углерода в расплаве. Образующиеся в этой зоне крупные газовые объемы СО – "свищи" периодически всплывают на поверхность ванны, вызывая сильные всплески. Дожигание попадающих в область I объемов СО повышает ее температуру до $t \approx 2300 - 2500$ °С и интенсифицирует процессы в ванне.

Согласно [6] по мере уменьшения концентрации углерода, особенно при $C < 0,3$ %, и снижения скорости его окисления область II уменьшается и при $C < 0,1$ % исчезает совсем. Факел состоит в этом случае только из центральной зоны I.

Следовательно, при низких концентрациях углерода кислородная струя в железоуглеродистом расплаве ведет себя как сильно ассимилируемый газ без вторичного газовыделения. При больших концентрациях углерода дутьевая струя представляет собой по отношению к жидкой фазе также сильно ассимилируемую струю, но с интенсивным вторичным газовыделением (на 1 моль ассимилированного кислорода образуется 2 моля СО), определяющим специфику гидрогазодинамического взаимодействия в ванне.

Известно, что размеры реакционной зоны при прочих равных условиях продувки определяются содержанием углерода в металле.

Температура первичной реакционной зоны $tr.z.$ превышает среднюю температуру ванны t_v на некоторую величину $tr.z. = t_v + \Delta t$.

Измерения, выполненные с применением оптического пирометра при продувке металла струей кислорода в сталеплавильных агрегатах, позволили установить, что величина перегрева Δt над температурой ванны составляет $500 - 900$ °С и наблюдается только в высокотемпературной части реакционной зоны (первичной), которая занимает относительно небольшой объем – до 15 % от общего объема реакционной зоны в середине продувки и до 30 % на конечной стадии продувки ванны.

В ходе экспериментов установлено, что перегрев зависит от содержания углерода в металле, скорости окисления углерода V_c , интенсивности продувки и поэтому изменяется в ходе плавки.

Количество тепла, выделяемое в реакционной зоне, пропорционально интенсивности продувки, а снижение перегрева в середине продувки связано с увеличением линейных размеров и объема реакционной зоны при содержании углерода в пределах 0,5 – 3,5 % и более интенсивной циркуляцией металла, вследствие высокой скорости окисления углерода в этот период плавки.

Проведенные эксперименты на опытно-промышленных установках подтверждают теоретические данные, приведенные в работах авторов [6, 9] на основании которых построен график температурного поля реакционной зоны (рис. 3).

Из рис. 3 видно, что максимальная температура достигается на оси 1 первичной реакционной зоны I. При этом температурное поле по результатам экспериментальных данных в реакционной зоне I достигает значений 2620 – 2700 °С против 2300 – 2500 °С в соответствии с вышеуказанными литературными источниками.

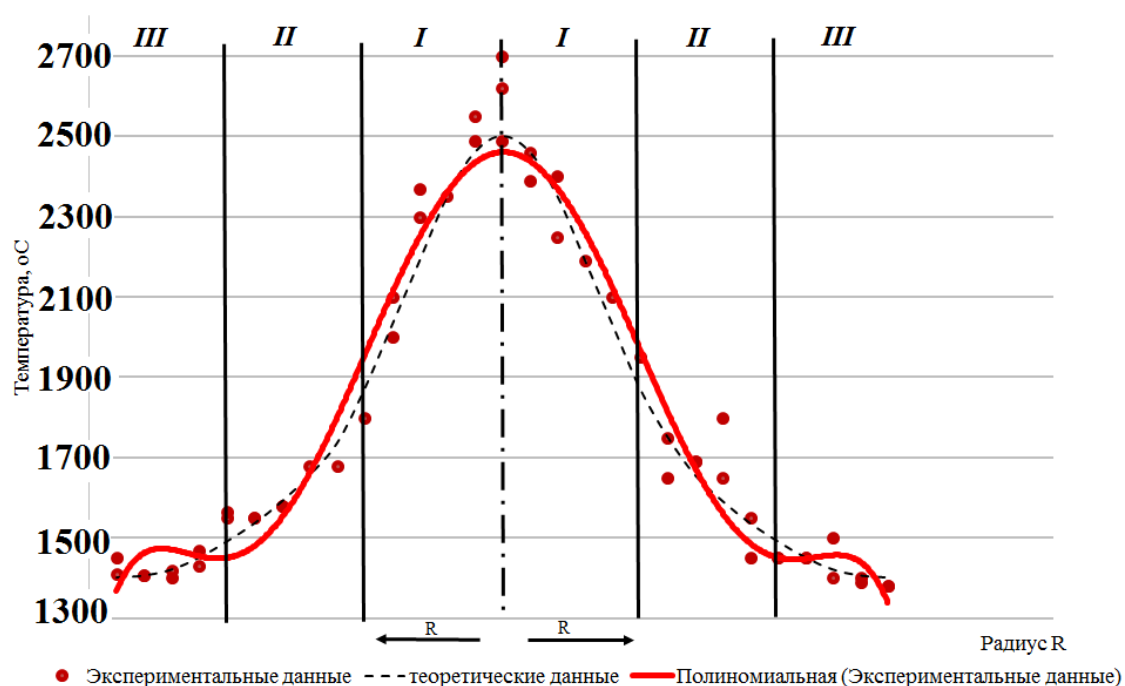


Рис. 3. Температурное поле реакционной зоны и ванны

Зависимость получена для условий двухванного сталеплавильного агрегата.

На основании экспериментальных данных получена полиномиальная зависимость (1):

$$t_{p.z} = 527,35 \cdot R^4 - 15,13 \cdot R^3 - 1474,8 \cdot R^2 + 17,18 \cdot R + 2364,4. \quad (1)$$

Зная зависимость влияния радиуса реакционных зон на температуру по уравнению (1) можно определить температуру в каждой точке реакционных зон.

Сравнение опытных данных (рис. 3) с данными литературных источников [6, 9] свидетельствуют о хорошей сходимости результатов исследования. При этом величина коэффициента корреляции составляет $R = 0,959$, что говорит о «высокой» сходимости расчетных и фактических данных.

При этом, следует отметить, что с увеличением расстояния от оси реакционной зоны по ее радиусу температура уменьшается. Это происходит потому, что скорость газового потока при его смещении с металлом снижается, а масса эжектированного металла растет. В результате скорость горения капель уменьшается, а затраты выделяющегося при горении тепла на нагрев капель металла увеличиваются, что вызывает понижение температур горения и первичной реакционной зоны *I* от ее оси к периферии до 1720 – 1870 °С.

На границе первичной *I* и вторичной *II* реакционных зон горение металла прекращается, так как кислород вдуваемого газа полностью израсходован. При дальнейшем продвижении вдоль радиуса реакционной зоны *R* в пределах вторичной реакционной зоны горячие окислы железа, поступающие из первичной зоны, смешиваются с металлом ванны *III*, имеющим более низкую температуру.

Вне пределов вторичной реакционной зоны, в объеме ванны *III*, находится только металл, и температура в этом сечении соответствует в первом приближении средней температуре ванны.

Перемешивание металла вне реакционной зоны осуществляется потоками значительных размеров. Потоки более нагретого металла, выходящие из реакционной зоны, посредством конвективного теплообмена, распространяются, время от времени на большую часть или на все расстояние до периферийных участков сталеплавильной ванны, достигая даже футеровки. В отдаленных от реакционной зоны объемах металла возможны колебания температуры, что необходимо учитывать при замерах температуры ванны в ходе продувки.

Выводы

1. На основании данных, полученных при анализе взаимодействия погруженной кислородной струи с расплавом в сталеплавильном агрегате проанализированы пути повышения интенсификации сталеплавильной ванны кислородом с позиции физико-гидродинамических и теплофизических особенностей состояния реакционных зон. Рассмотрены условия перегрева реакционных зон относительно периферийной части ванны и оценены градиенты температур.

2. Количество теплоты, выделяемое в реакционных зонах пропорционально интенсивности продувки, а изменение перегрева в период продувки связано с увеличением линейных размеров и объема реакционной зоны при изменении содержания углерода и более интенсивной циркуляцией металла при высокой скорости окисления углерода в этот период плавки.

3. Проведенные эксперименты на опытно-промышленных установках подтверждают теоретические данные, на основании которых

построен график температурного поля реакционных зон и получена зависимость, позволяющая определить температуру в каждой точке исследуемой части ванны.

4. Полученные результаты могут быть использованы при оптимизации теплового режима процесса выплавки стали с целью рационального расхода энергоресурсов.

5. Поскольку основное выделение тепла и значительный перегрев над температурой ванны наблюдается в первичной зоне продувки, то наиболее целесообразным с теплотехнической точки зрения следует рекомендовать дутьевой режим продувки с дожиганием оксидов углерода струями кислорода при их подаче на поверхность вторичной зоны продувки. При этом струи кислорода целесообразно направлять в зону II, где температура металла ниже, чем в зоне I.

Список литературы

1. Явойский В. И. Теория продувки сталеплавильной ванны / В. И. Явойский, Г. Л. Дорофеев. – М.: Металлургия, 1974. – 496 с.
2. Баптизманский В. И. Теория кислородно-конвертерного процесса / В. И. Баптизманский. – М.: Металлургия, 1975. – 376 с.
3. Баптизманский В. И. Физико-химические основы кислородно-конвертерного процесса / В. И. Баптизманский, В. Б. Охотский. – Киев: Высшая школа, 1981. – 184 с.
4. Баптизманский В. И. Тепло- и массообмен в ваннах сталеплавильных агрегатов / В. И. Баптизманский // Известия вузов. – 1983. – № 5. – С. 29-31.
5. Баптизманский В. И. Тепло- и массообмен в ваннах сталеплавильных агрегатов / В. И. Баптизманский, В. Б. Охотский, А. Г. Величко и др. // Науч. тр. МИСиС. – № 120. – С. 12-16.
6. Явойский В. И. Применение пульсирующего дутья при производстве стали / В. И. Явойский, А. М. Сизов. – М.: Металлургия, 1985. – 176 с.
7. Капустин Е. А. Массоперенос процесса в реакционных зонах / Е. А. Капустин, А. В. Сущенко // Известия вузов. ЧМ. – 1986. – № 8. – С. 149-150; № 5. – С. 145.
8. Сидоренко М. Ф. Теория и практика продувки металла / М. Ф. Сидоренко. – М.: Металлургия, 1974. – 496 с.
9. Сурин В. А. Массо- и теплообмен, гидрогазодинамика металлургической ванны / В. А. Сурин, Ю. Н. Назаров. – М.: Металлургия, 1993. – 352 с.

Рукопись поступила 10.10.2015 г.

УДК 669.184.126

Баранова Т.Е. – ассистент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Абраменков Ю.Я. – к.т.н. профессор, НМетАУ

Воробьева Л.А. – к.т.н. доцент, НМетАУ

Шемет Т.Н. – ст. преподаватель, НМетАУ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГАЗООТВОДЯЩЕГО ТРАКТА КИСЛОРОДНОГО КОНВЕРТЕРА

Рассмотрены особенности работы газоотводящих трактов кислородных конвертеров, показаны основные их недостатки. Предложена схема газоотводящего тракта конвертера с полным дожиганием конвертерного газа, которая позволяет более полно утилизировать теплоту продуктов его горения, а также предусматривает безокислительный нагрев лома и независимую работу тракта от технологического процесса.

Ключевые слова: производство стали; газоотводящий тракт; конвертерный газ; камера горения; утилизация теплоты.

Введение

Кислородно-конвертерный процесс – это один из основных и простых способов получения стали благодаря высокой производительности конвертеров, простоте их устройства, отсутствию расхода топлива.

Одной из особенностей тепловой работы кислородного конвертера является интенсивное образование большого количества отходящих газов в период продувки – это продукты окисления углерода, которые содержат в среднем около 80 – 90 % CO, при этом их температура составляет 1450 – 1650 °С.

Конвертерные газы уносят значительное количество неиспользованной химической и физической теплоты. Поэтому её использование может обеспечить увеличение количества перерабатываемого лома, что в свою очередь снизит расход чугуна, а значит, обеспечит сокращение себестоимости выплавляемой стали в зависимости от соотношения цен на лом и чугун.

Все кислородные конвертеры оборудуют системой отвода и очистки отходящих газов или продуктов их сгорания – газоотводящими трактами, что существенно усложняет и удорожает (на 10 – 20 %)

строительство конвертерного цеха. Сложность и высокая стоимость очистки связана с высокой температурой, большим и изменяющимся по ходу продувки количеством конвертерных газов.

Для улучшения технико-экономических и экологических показателей работы конвертера необходимо правильно организовать работу газоотводящего тракта, которая напрямую зависит от способов отведения конверторных газов, утилизации их теплоты и теплоты продуктов сжигания.

В работе предложена усовершенствованная схема газоотводящего тракта конвертера, которая работает с полным дожиганием конверторного газа и более полной утилизацией теплоты продуктов его горения.

Анализ существующих газоотводящих трактов

Существуют различные схемы газоотводящих трактов кислородных конвертеров. По способу отвода и выброса конверторных газов в атмосферу они делятся на четыре типа:

- газоотводящий тракт с подсосом воздуха через зазор между конвертором и котлом-охладителем, и полным дожиганием в последнем оксида углерода (при коэффициенте расхода воздуха больше 1);
- газоотводящий тракт с подсосом воздуха, но с недожогом (при коэффициенте расхода воздуха 0,75 – 1);
- газоотводящий тракт без доступа воздуха в газовый тракт и без дожигания оксида углерода (коэффициент расхода воздуха меньше 0,15);
- газоотводящий тракт с подсосом воздуха, работающий с частичным дожиганием оксида углерода в котле-охладителе конверторных газов (коэффициент расхода воздуха 0,3 – 0,67).

Были рассмотрены и проанализированы эти схемы газоотводящих трактов кислородных конвертеров.

В данной работе более подробно проанализирован газоотводящий тракт конвертера, который работает с полным дожиганием конверторного газа и частичной утилизацией теплоты продуктов его горения [1]. Такой тракт имеет ряд недостатков. Котел-утилизатор работает в тяжелых условиях, связанных с цикличностью выхода конвертерных газов, их высокой температурой и большой запыленностью. Циклический характер выхода конвертерных газов обуславливает и циклический характер выработки пара, которая происходит в основном во время выхода окиси углерода, который составляет примерно половину всего периода плавки. В целях нормализации работы котла-утилизатора во второй полупериод плавки, когда практически отсутствует конвертерный газ, котел подтапливают коксовым или природ-

ным газом, поддерживая выработку пара на уровне 15 – 25 % от максимальной. Наличие указанной цикличности приводит к дополнительному расходу топлива, тяжелой работе котла-утилизатора, а также лишь к частичному использованию физической теплоты конвертерного газа.

За основу для предложенного решения был принят газоотводящий тракт конвертера, который содержит расположенные последовательно и соединенные участками газохода тепловой аккумулятор, который выполнен в виде насадки из огнеупорного материала, газоочистку, дымосос и дымовую трубу, снабжен, расположенной между тепловым аккумулятором, газоочистной камерой для нагрева лома. Насадка теплового аккумулятора выполнена составной по длине из двух частей. При этом общая для них разделительная полость образована открытыми торцами частей насадки и боковой поверхностью газохода, и связана с участками газохода, который расположен на выходе из теплового аккумулятора. Кроме того, длина участка насадки теплового аккумулятора со стороны конвертера составляет 0,2 – 0,5 длины теплового аккумулятора [2].

Основными недостатками такого газоотводящего тракта являются:

- ограниченность утилизации теплоты конвертерного газа, так как газоотводящий тракт конвертера не обеспечивает утилизацию химической теплоты продуктов сгорания конвертерного газа, а лишь частично утилизирует его физическую теплоту;
- угар металла, так как применение воздуха и конвертерного газа для нагрева лома не может обеспечить безокислительный нагрев;
- он жестко связан с ритмом работы конвертера.

Постановка задачи

В работе поставлена задача усовершенствовать газоотводящий тракт конвертера [2], за счет введения камеры дожигания конвертерного газа, обводного газохода, второго теплового аккумулятора, а также систем подвода азота. Такой газоотводящий тракт конвертера будет обеспечивать утилизацию теплоты продуктов сгорания конвертерных газов, безокислительный нагрев лома, а также независимую работу тракта от технологического процесса.

Решение поставленной задачи

На рис. 1 представлена схема предложенного газоотводящего тракта кислородного конвертера, на которой изображен конвертер – 1 и газоотводящий тракт, который выполнен в виде расположенных последовательно кессона – 2, решетки для улавливания пыли – 3, камеры для дожигания конвертерного газа – 4, обводного газохода – 5

с отсечным клапаном – 6, двух тепловых аккумуляторов, соединенных участком газохода – 7, оборудованных отсечными клапанами – 8, 9, 10, 11 с насадкой – 12, камеры для нагрева лома – 13, общего газохода – 14, газоочистки – 15, дымососа – 16, дымовой трубы – 17.

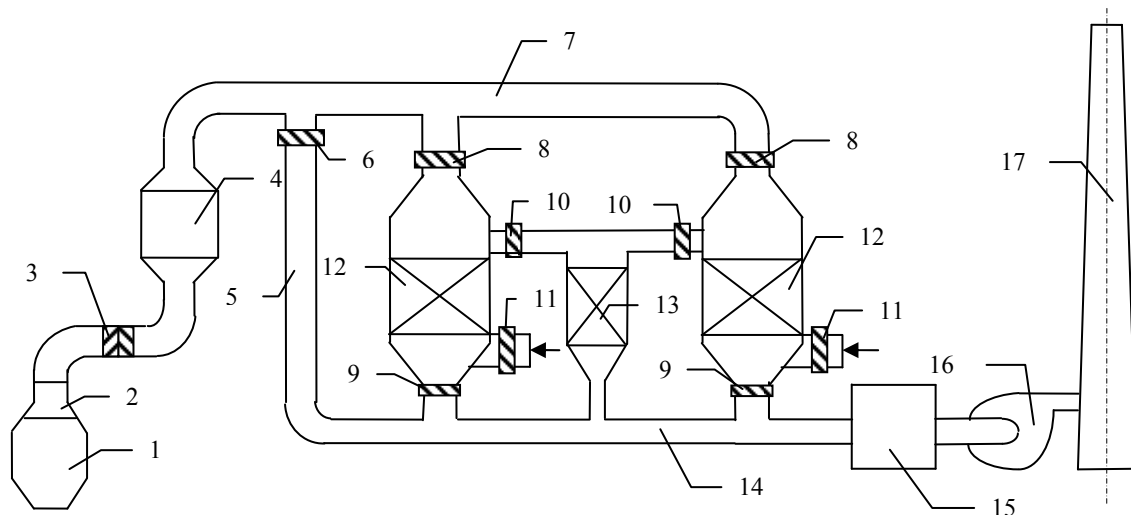


Рис. 1. Схема газоотводящего тракта конвертера

Предложенный газоочистной тракт конвертера работает следующим образом. В период продувки конвертерный газ выходит из конвертера – 1 с температурой $1600 - 1700\text{ }^{\circ}\text{C}$ и, проходя через кессон – 2, направляется в решетку – 3, где проходит грубую очистку от пыли, после чего поступает в камеру для дожигания конвертерного газа – 4. Конвертерный газ в этой камере (в зависимости от периода плавки) дожигают и разбавляют воздухом, а его продукты сгорания направляют в первый тепловой аккумулятор, при этом их температура не должна составлять более $1800\text{ }^{\circ}\text{C}$. В тепловом аккумуляторе отсечные клапаны – 8, 9 открыты, а отсечные клапаны – 10, 11 закрыты, продукты сгорания отдают тепло насадке – 12, при этом их температура на выходе из теплового аккумулятора составляет $300 - 600\text{ }^{\circ}\text{C}$ (в зависимости от периода плавки), после чего поступают в общий газоход – 14, на газоочистку – 15, и при помощи дымососа – 16 и дымовой трубы – 17 их выбрасывают в атмосферу.

В период нагрева лома в тепловом аккумуляторе отсечные клапаны – 8, 9 закрыты, а отсечные клапаны – 10, 11 открыты, азот проходит через насадку и нагревается до $1300 - 1500\text{ }^{\circ}\text{C}$, после этого он поступает в камеру для нагрева лома – 13, где отдает свое тепло лому, нагревая его до температуры $600 - 900\text{ }^{\circ}\text{C}$ (в зависимости от массы лома в камере нагрева), при этом сам охлаждается до температуры $200 - 400\text{ }^{\circ}\text{C}$. Средняя температура лома в камере нагрева может составлять $700 - 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ и более. После камеры нагрева лома – 13 азот

направляют в общий газопровод – 14, на газоочистку – 15, и с помощью дымососа – 16 и дымовой трубы – 17 выбрасывают в атмосферу. Лом транспортируют к конвертеру – 1, а загрузка очередной порции в камеру происходит сразу же после выгрузки из камеры порции нагретого лома, необходимого для одной конвертерной плавки. Эти операции целесообразно производить в конце азотного периода.

Бесперебойную работу системы обеспечивает второй тепловой аккумулятор или обводной газопровод – 5 с отсечным клапаном – 6, который будет включаться в безгазовый период конвертерной плавки.

Газоотводящий тракт кислородного конвертера (рис. 1) заявлен в работе [3].

Анализ работы предложенного газоотводящего тракта

Использование камеры для дожигания конвертерного газа, обеспечивает полное сжигание газа вышедшего из конвертера и прошедшего грубую очистку через решетку из огнеупорного кирпича, что расширяет возможность более полной утилизации конвертерного газа.

Предложено полученные высокотемпературные продукты сгорания конвертерного газа пропускать через тепловой аккумулятор, который может быть расположен вдали от конвертера, для разогрева насадки, и они уже покидают его с относительно низкой температурой. После этого в тепловом аккумуляторе предложено нагревать азот до высоких температур и направлять в камеру для нагрева лома, где он отдает свою теплоту лому, обеспечивая безокислительный его нагрев.

Камера для нагрева лома расположена отдельно от конвертера, она соединена участками газопровода с двумя тепловыми аккумуляторами и работает независимо от циклического характера выхода конвертерного газа.

Кроме того, газоотводящий тракт работает также независимо от технологического процесса. Например, при отсутствии лома в камере, продукты сгорания конвертерного газа могут направлять или в обводной газопровод, а потом поступать на газоочистку, или во второй тепловой аккумулятор, чтобы там накапливать теплоту, если у первого теплового аккумулятора насадка уже достаточно разогрелась, и нет необходимости греть ее дальше.

Результаты расчета их анализ

Были проведены исследования режимов работы сталеплавильных конвертеров с утилизацией теплоты конвертерного газа для нагрева металлолома.

Предложенная схема газоотводящего тракта основывается на расчетах, выполненных для конвертера емкостью 100 тонн.

Расчеты показали, что максимальный выход конверторного газа составляет приблизительно $220000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Среднее количество продуктов горения за время выхода СО составляет приблизительно $200000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Регенеративная система утилизации теплоты конверторного газа после полного сжигания была рассчитана на это количество. За регенератор был взят аппарат типа Каупер. Насадка выполнена из стандартного огнеупорного кирпича. Скорость дыма в каналах принята $2,5 \text{ м/с}$, как в доменных воздухонагревателях. Отличие работы Каупера тракта кислородного конвертера от работы обычных Кауперов состоит в том, что длительность периодов нагрева Каупера короткая и равна продолжительности выхода СО из конвертера, составляет около 15 – 20 минут. Поэтому для постоянной работы системы нагрева металлолома нужно прогреть весь Каупер на протяжении нескольких плавов без предыдущего нагрева металлолома с целью создания запаса теплоты в решетке Каупера.

Проведенные расчеты показали, что количество таких периодов будет около 6. В этом случае средняя температура азота, который идет на нагрев металлолома будет составлять около $700 - 800 \text{ }^\circ\text{C}$, а колебания ее во время охлаждения Каупера не будет превышать $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Такие параметры будет обеспечивать насадка Каупера высотой около 20 – 25 м. Средняя температура нагрева лома будет составлять около $600 \text{ }^\circ\text{C}$, что поможет увеличить долю металлолома в конвертерной шихте приблизительно до 25 %.

Расчеты также показали, что максимальная доля металлолома в шихте при условии подогрева его до $800 \text{ }^\circ\text{C}$ составит приблизительно 40 %. Среднюю температуру подогрева азота в этом случае следует поднять до $1000 - 1100 \text{ }^\circ\text{C}$. Поскольку предложенная система утилизации химической и физической теплоты конвертерного газа должна иметь по меньшей мере два Каупера, то предыдущая подготовка их к работе в системе будет составлять 12 – 15 плавов.

Анализировался также вопрос использования только физической теплоты конвертерного газа. Установлено, что дополнительное количество металлолома при этом составит приблизительно 3 – 5 %. Из этого следует, что основой работы системы является химическая теплота конвертерного газа.

Выводы

1. Проведен анализ работы газоотводящих трактов кислородных конвертеров. Показаны основные их недостатки.

2. Предложена схема газоотводящего тракта, которая более полно обеспечивает утилизацию продуктов горения конвертерного газа,

обеспечивает безокислительный нагрев лома азотом до 600 – 900 °С, снижает угар металла в камере нагрева лома.

3. Рассмотренная схема дает возможность увеличивать долю лома в металлошихте конвертера до 40 – 50 % и, соответственно, снижать долю чугуна, что приводит к сокращению себестоимости выплавляемой стали на 10 – 20 % в зависимости от соотношения цен на лом и чугун.

4. Представленная схема газоотводящего тракта конвертера – универсальна, так как обеспечивает независимую работу тракта от ритма работы конвертера.

Список литературы

1. Старк С. Б. Газоочистные аппараты и установки в металлургическом производстве / С. Б. Старк. – М. : Металлургия, 1990. – С. 290 – 293.

2. Авторское свидетельство СССР № 1171532 А, С 21 С 5/38, 5/40, Бюл. № 29, 1985 г.

3. Патент України на винахід 68738 А Україна, МПК С21С 5/38 (2006.01). Газовідвідний тракт конвертера / Абраменков Ю. Я., Сисоєва Т. Є.; заявники та власники патенту Національна металургійна академія України. – № и 2003109357; заявл. 17.10.2003; опубл. 16.08.2004, Бюл. № 8.

Рукопись поступила 24.10.2015 г.

УДК 669.168

Безуглый В.А. — м.н.с., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Губинский М.В. — д.т.н., профессор, НМетАУ

Безуглый А.В. — ст. преподаватель, НМетАУ

Гасик М.И. — д.т.н., профессор, НМетАУ

Овчарук А.Н. — д.т.н., профессор, НМетАУ

Николенко А.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭЛЕКТРОКАЛЬЦИНАТОРА ТИПА ELKEM

Предложено усовершенствование конструкции электрокальцинатора типа ELKEM путём увеличения количества электродов до трёх в верхней части печи, подключенных к трём трансформаторам однофазного переменного тока с возможностью регулирования напряжения в их первичных обмотках.

Ключевые слова: электрокальцинатор; термоантрацит; ELKEM; удельное электрическое сопротивление; трансформатор.

Введение

Электрокальцинатор — электрическая печь прямого нагрева, с мощностью которой производится высокотемпературная прокалка без доступа воздуха углеродистых материалов, в частности антрацита. Это позволяет удалить летучие вещества и примеси, улучшить механические свойства, значительно снизить удельное электрическое сопротивление. Так, термически обработанный антрацит — термоантрацит — в дальнейшем используется при производстве графитовой продукции, и в частности электродов.

Среди электрокальцинаторов наиболее широкое распространение получили печи типа ELKEM, шахтные печи открытого типа, печи овального сечения с горизонтальным расположением электродов [1].

Анализ существующих конструкций

Конструктивно электрокальцинатор типа ELKEM состоит (рис. 1) из стального цилиндрического кожуха 1, футеровки 2, верхнего электрода 3, нижнего электрода 4, имеющего водоохлаждаемый кожух 5, пробки 6, устройства загрузки 7, устройства выгрузки 8, дренажных трубок 9.

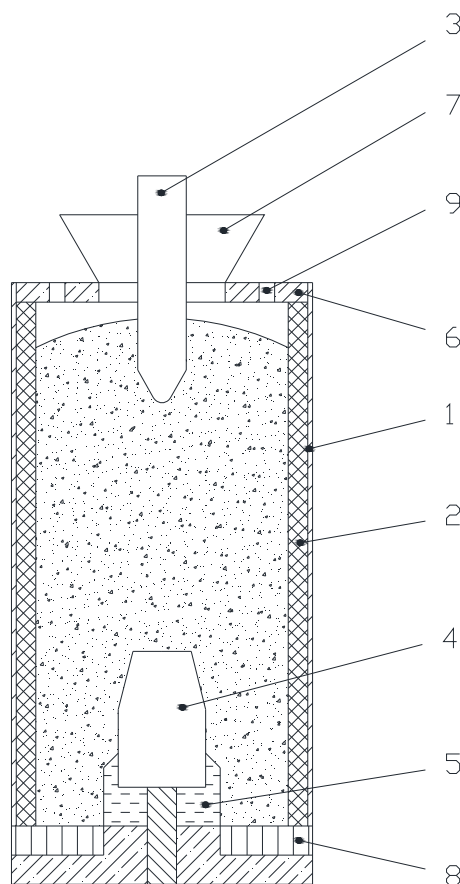


Рис. 1. Электрокальцинатор типа ELKEM

Электрокальцинатор работает в непрерывном режиме. Антрацит непрерывно загружается в печь сверху через устройство загрузки 7. Выгрузка термоантрацита осуществляется циклически через кольцевое устройство выгрузки 8. Удаление летучих компонентов производится через дренажные трубки 9. На верхний электрод 3 и нижний электрод 4 подаётся электрическое питание от трансформатора переменного тока. Для охлаждения нижнего электрода 4 и выгружаемого термоантрацита используется водоохлаждаемый кожух 5. Расстояние между электродами регулируется путём перемещения верхнего электрода 3. Максимальная производительность печи по готовому продукту составляет 2 т/ч при удельных затратах 1300...1400 кВт·ч/т.

К преимуществам данной печи можно отнести простоту конструкции и надёжность работы. К недостаткам – значительную неоднородность свойств термоантрацита, высокий удельный расход электроэнергии и высокий угар обрабатываемого материала.

С целью устранения указанных выше недостатков в разное время были предложены усовершенствованные конструкции электрокальцинатора.

Так специалисты норвежской фирмы ELKEM предложили разделить поток выгружаемого термоантрацита на две части – внутреннюю и внешнюю. Внутренняя часть потока прокалена лучше всего и поэтому считается годным продуктом. Внешняя часть потока прокалена недостаточно и поэтому загружается повторно в печь для термообработки. Технически данное решение реализуется за счёт установки двухсекционного разгрузочного устройства [2].

В некоторых конструкциях [3, 4, 5] рабочее пространство печи типа ELKEM диафрагмируется с целью снижения неоднородности плотности тока в радиальном направлении. В этом случае в значительной степени улучшается однородность свойств полученного термоантрацита, а также снижаются удельные затраты электроэнергии. Однако, всё это достигается при резко сниженной производительности.

Одним из путей усовершенствования конструкции электрокальцинатора типа ELKEM является увеличение количества электродов в верхнем ярусе до трёх с одновременным разнесением их в пространстве под углом 120° в плане [6]. Тем самым достигается возможность управления тепловыделением внутри рабочего пространства печи.

Однако, существенным недостатком конструкции, предложенной в [6] является то, что величины линейных напряжений на верхних электродах больше, чем величины фазных напряжений. Это приводит к тому, что тепловыделение происходит преимущественно в пространстве между верхними электродами. В то время как нижняя часть печи относительно холодная. К тому же отсутствует возможность создания одновременно трёх одинаковых трубок тока.

Постановка задачи

С целью повышения однородности свойств прокаленного антрацита и уменьшения удельных затрат электроэнергии разработана усовершенствованная конструкция электрокальцинатора типа ELKEM.

Усовершенствованный электрокальцинатор

Предлагаемый электрокальцинатор (рис. 2, 3, 4, 5) состоит из цилиндрического стального кожуха 1, футерованного изнутри, трёх верхних электродов 2, расположенных под углом 120° в плане, устройства загрузки антрацита 3, одного нижнего электрода 4, устройства выгрузки термоантрацита 5, трёх однофазных трансформаторов 6, каждый из которых подсоединён к источнику однофазного переменного тока через регулятор 7.

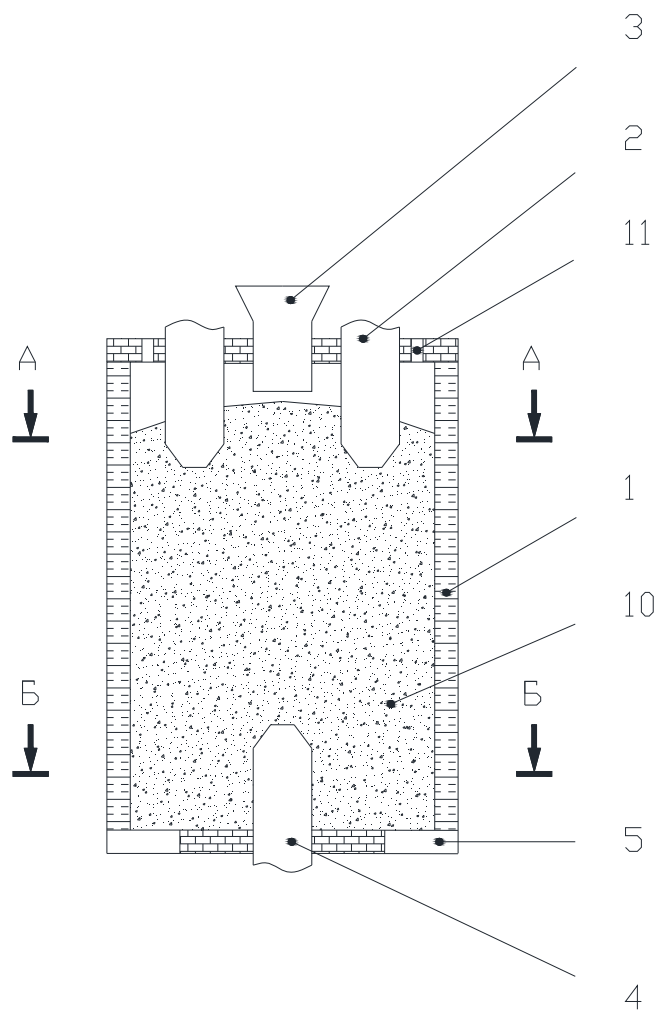


Рис. 2. Усовершенствованный электрокальцинатор

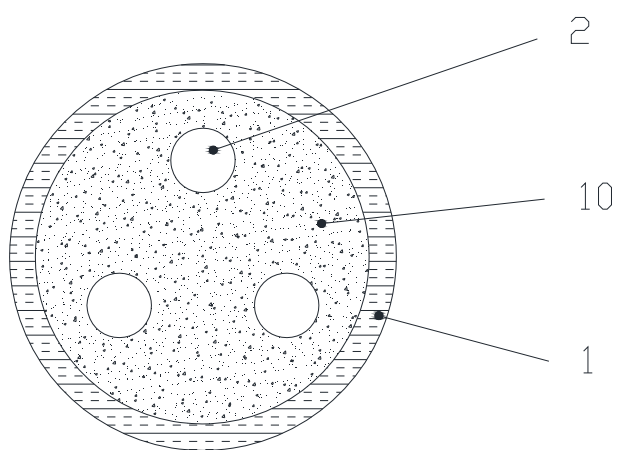


Рис. 3. Разрез по А-А

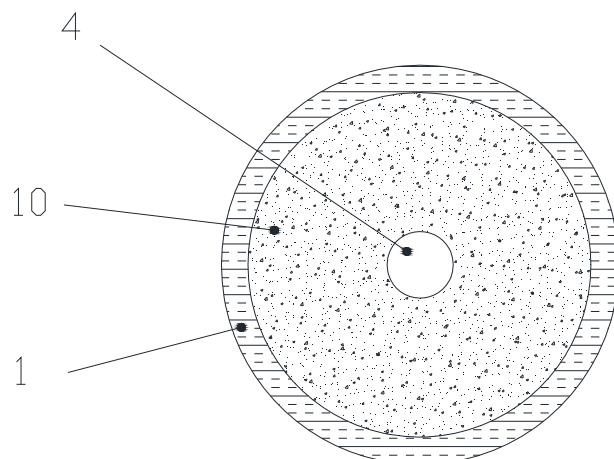


Рис. 4. Разрез по Б-Б

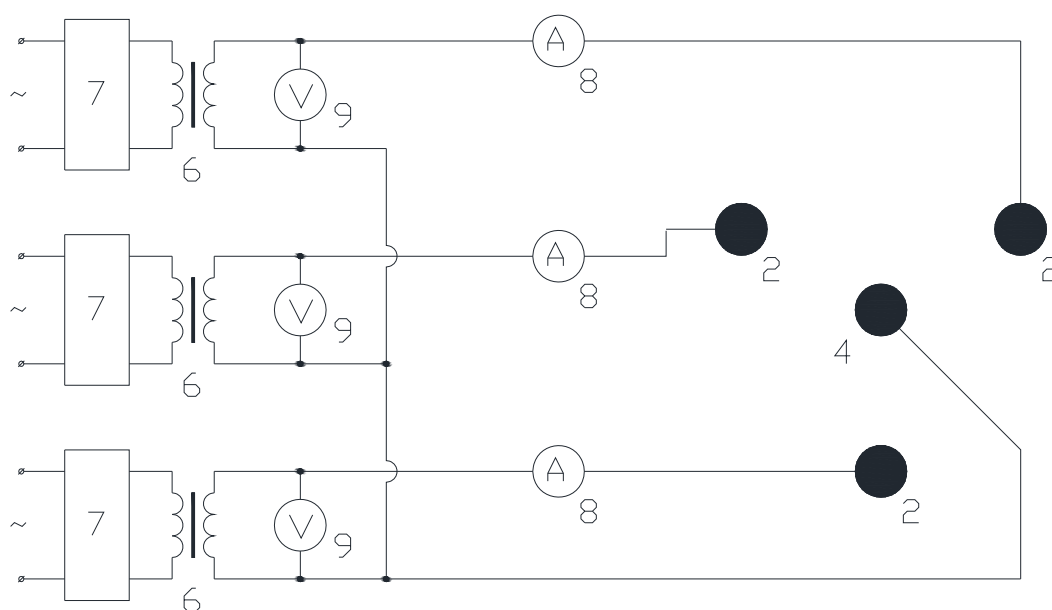


Рис. 5. Электрическая схема усовершенствованного электрокальцинатора

Электрокальцинатор работает следующим образом. При пуске в электрокальцинатор через устройство загрузки 3 внутрь футерованного цилиндрического стального кожуха 1 загружается пусковой термоантрацит. Включается электрическое питание и между каждым из верхних электродов 2 и нижним электродом 4 подаётся одинаковое напряжение. После разогрева печи и её выхода на установившийся тепловой и электрический режим начинается работа устройств загрузки 3 и выгрузки 5. Постепенно пусковой термоантрацит заменяется на

прокаливаемый антрацит. Печь выходит на основной режим работы. Управление процессом прокалики осуществляется путём изменения подаваемого напряжения на каждый из верхних электродов 2 и нижний электрод 4 по показаниям амперметров 8, вольтметров 9 и термопар, которые вмонтированы в футеровку печи. Технически процесс управления реализуется путём изменения напряжения в первичных обмотках трансформаторов однофазного переменного тока 6 с помощью регуляторов 7.

Если значения напряжений в первичных обмотках всех трёх трансформаторов 6 одинаковые, то в объёме печи формируются три одинаковые трубки тока, которые сходятся на нижнем электроде 5. В этом случае наибольшее тепловыделение наблюдается в области, расположенной немного выше нижнего электрода 5.

Если же значения трёх напряжений отличаются друг от друга либо два из них одинаковые, а третье отличается от них, то область наибольшего тепловыделения изменит своё положение в рабочем пространстве печи.

Более равномерное распределение температуры обрабатываемого материала внутри рабочего пространства печи позволяет также несколько снизить удельные затраты электроэнергии на прокалику антрацита при незначительной переделке конструкции электрокальцинатора.

Выводы

Предложен вариант усовершенствования конструкции классического электрокальцинатора типа ELKEM путём замены верхнего электрода блоком из трёх одинаковых электродов, разнесённых в пространстве и установленных под углом 120° в плане и подключённых к трём одинаковым трансформаторам однофазного переменного тока с регулировкой напряжения в первичной обмотке каждого из них.

Список литературы

1. Петров Б.Ф. Энергосбережение в производстве электродного термоантрацита / Б.Ф. Петров: монография. – К.: «Екотехнологія», 2006. – 144 с.
2. Международный патент WO1998046954 A1, F27D 11/04, F27B 1/21, B01J 6/00, C01B 31/04, C10B 33/00. Method and calcining furnace for electrical calcining of carbonaceous material / Johansen J.A., Vatland A., заявл. 14.04.1997, опубл. 22.10.1998.
3. Патент України 72633 F27B 3/08. Піч електрокальцинації сипучого вуглецевого матеріалу / Патон Б.Є., Петров Б.Ф., Лакомський В.Й., Бондаренко А.В., Хроменков С.М., Кутузов С.В., Ледебєв В.О.,

Пічак В.Г., Биковець В.В., Кириленко В.П.; заявл. 16.08.2004, опубл. 15.03.2005, Бюл. №3.

4. Патент України 89263 F27B 1/09, F27D 11/00. Піч електрокальцинації сипучого вуглецевого матеріалу / Патон Б.Є., Лакомський В.Й., Петров Б.Ф., Кутузов С.В., Бондаренко А.В., Хроменков С.М., Буряк В.В., Ревенок Л.Ф., Биковець В.В.; заявл. 12.10.2009, опубл. 11.01.2010, Бюл. №1.

5. Патент РФ 2311599 F27B 1/09, F27D 11/04. Устройство для прокаливания углеродистых материалов (электрокальцинатор) / Шустров А.Ю., Денисов В.В., Сенатор В.С., Кохановский С.А., Криволапов В.Г., Ложкин Ю.А.; заявл. 19.05.2004, опубл. 27.11.2007, Бюл. №33.

6. Патент України 73197, Піч для електрокальцинації антрациту (варіанти), МПК F27B 1/09, 2005.

Рукопись поступила 24.10.2015 г.

УДК 669:046

Гупало Е.В. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Ерёмин А.О. — д.т.н., профессор, НМетАУ

Воробьёва Л.А. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Шемет Т.Н. — ст. преподаватель, НМетАУ

Баранова Т.Е. — ассистент, НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРЕВА МЕТАЛЛА В КОЛЬЦЕВОЙ ПЕЧИ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМИ ГОРЕЛКАМИ

В статье представлены результаты моделирования тепловой работы кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелочными устройствами. Для работы печи с максимальной производительностью предложен энергоэффективный тепловой режим, определены расходы топлива по зонам печи, мощность горелочных устройств и их расположение. На основе результатов моделирования регенераторов горелочных устройств определены параметры шариковой насадки, обеспечивающие заданный коэффициент регенерации теплоты уходящих продуктов сгорания.

Ключевые слова: кольцевая печь; регенеративная горелка; экономия топлива; температурный режим; насадка регенератора.

Введение

Кольцевые печи широко используются для нагрева заготовок в трубных цехах металлургических предприятий. Для сжигания топлива печи оборудованы двухпроводными горелками. Дымовые газы, образующиеся в результате сжигания топлива, отводятся из рабочего пространства печи через дымопады, расположенные в начале методической зоны у рабочего окна посада металла.

Одной из основных статей энергозатрат кольцевой печи, достигающей в структуре теплового баланса 35 – 45 % от подведенной теплоты, являются тепловые потери с уходящим дымом. Как правило, утилизация теплоты дымовых газов осуществляется путем подогрева воздуха в металлическом рекуператоре до температуры 200 – 400 °С [1]. Более глубокая утилизация теплоты уходящего дыма может быть достигнута путем применения регенеративной системы отопления печи. По данным [2], использование регенеративных горелок обеспечивает экономию топлива до 65 % за счет возврата в рабочее простран-

ство печи до 90 % теплоты, уходящих дымовых газов. При этом температура дыма на входе в регенеративную насадку горелки может достигать 1400 °С, а на выходе из нее не превышает 200 °С и регулируется частотой переключения горелок [3].

Цель данной работы: исследование нагрева металла в кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелками, определение основных показателей энергоэффективности печи и конструктивных параметров регенеративных насадок горелок.

Характеристика объекта исследования

В качестве объекта исследования выбрана кольцевая печь, работающая по многозонному температурному режиму. В печи нагреваются цилиндрические заготовки из углеродистой стали диаметром 0,16 м и длиной 1,8 м до конечной температуры поверхности 1260 °С с перепадом температур по сечению заготовки 10 °С.

Рабочее пространство печи разделено на шесть зон регулирования. В качестве топлива используется природный газ с теплотой сгорания 33,8 МДж/м³.

Максимальная производительность печи 50 т/ч.

Основные размеры рабочего пространства: диаметр печи по средней линии – 15,4 м; ширина пода – 4,5 м; высота печи – 1,6 м. Угол мертвой зоны печи 40°.

Сжигание топлива осуществляется при помощи регенеративных горелочных устройств. В каждой зоне печи расположено по пять горелок, две из которых установлены на внутренней боковой стене печи, а три – на наружной (см. рис. 1).

В каждой зоне регулирования суммарная тепловая мощность горелочных устройств, расположенных на внутреннем кольце печи, соответствует суммарной тепловой мощности горелок, расположенных на наружном кольце. В связи с ограниченностью свободного пространства на рабочей площадке внутреннего кольца печи, для обеспечения компактности вспомогательного оборудования, предложено горелки, расположенные на внутреннем кольце печи и обслуживающие одну зону регулирования, оборудовать общим регенератором. При этом горелки, расположенные на наружном кольце печи, оборудованы индивидуальными регенераторами [4].

Методика исследования

Исследования тепловой работы кольцевой печи и регенеративных горелочных устройств выполнены методом математического моделирования.

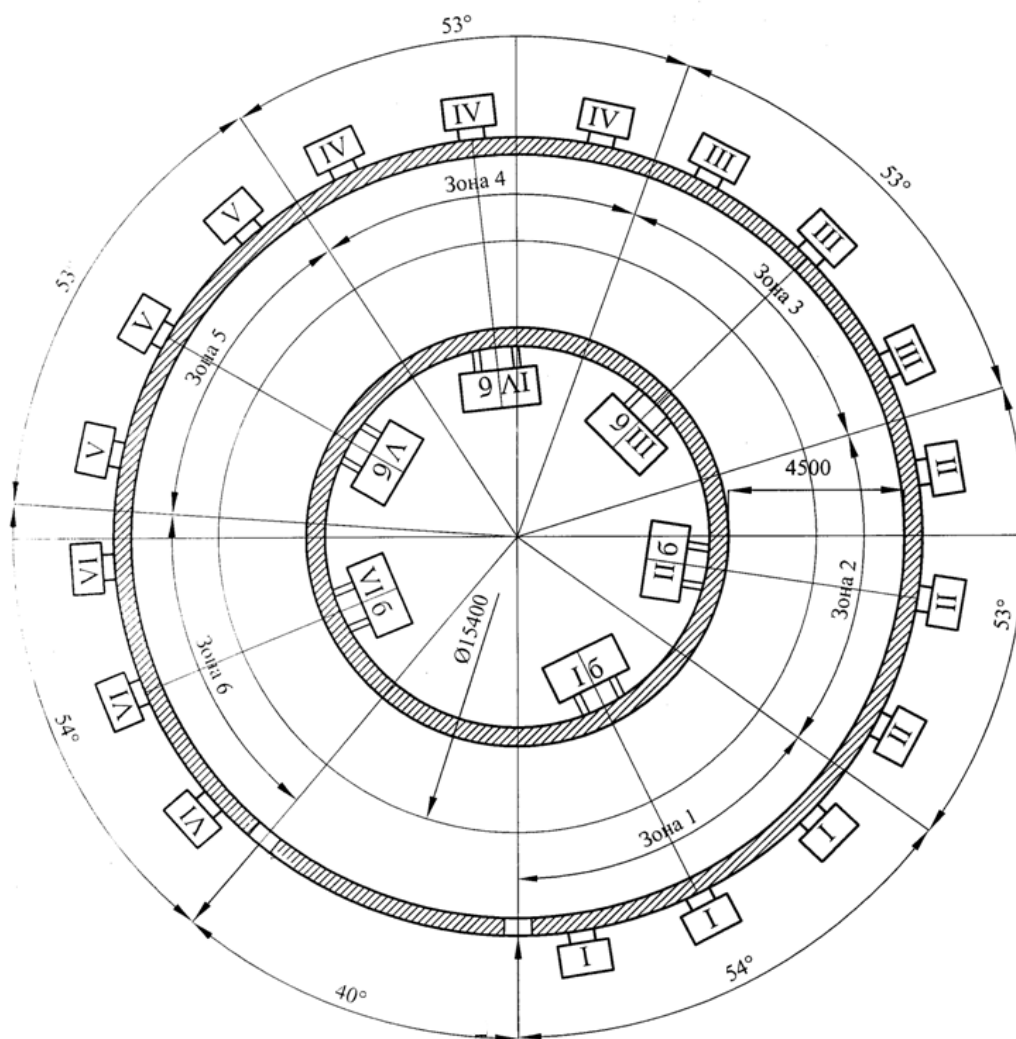


Рис. 1. Схема расположения горелок

Для математического описания процесса нагрева металла использовано аналитическое решение задачи нагрева тел простых форм при распределенном подводе и отводе газообразного теплоносителя вдоль зоны теплообмена, которое позволяет определять закономерности изменения расхода топлива, температуры дымовых газов и температуры металла при его нагреве в условиях равномерного подвода топлива вдоль зоны регулирования [5]. При выполнении исследований тепловой работы печи в качестве ограничений принято, что максимальный расход топлива на зону не должен превышать $400 \text{ м}^3/\text{ч}$, максимальная температура дымовых газов в зонах регулирования – 1350°C .

Моделирование работы регенераторов горелочных устройств выполнено с использованием математической модели теплообмена в слое твердых тел с учетом аэродинамического сопротивления слоя [6], адаптированной по результатам теплотехнических испытаний регенеративных горелок [7].

Уравнение теплообмена в насадке:

$$dG \cdot c(t) \cdot dT = q \cdot dF \cdot d\tau. \quad (1)$$

Уравнение теплового баланса теплоносителя:

$$\pm V_r \cdot c_r(t_r) \cdot dT_r = q \cdot dF. \quad (2)$$

Начальные и граничные условия:

$$t(F, 0) = t_0, \quad t_d(0, \tau) = t'_d, \quad t_b(h, \tau) = t'_b; \quad (3)$$

$$V_d(0, \tau) = \text{const}; \quad V_b(h, \tau) = \text{const}; \quad (4)$$

$$q = \alpha_r \cdot (t_r - t), \quad (5)$$

где G – масса насадки, кг; $c(t)$, $c_r(t_r)$ – средняя удельная теплоемкость насадки, Дж/(кг·К) и теплоносителя (продукты сгорания топлива или воздух), Дж/(м³·К), соответственно; q (q_d или q_b) – удельный тепловой поток на поверхности стенки в дымовой или в воздушный период, Вт/м²; F – поверхность теплообмена насадки, м²; τ – время, с; знаки «+» и «–» соответствуют воздушному и дымовому периоду; V_r (V_d или V_b) – расход теплоносителя, проходящего через насадку регенератора, м³/с; t , t_r – температура насадки и теплоносителя, соответственно, °С; t_0 – начальные температуры материала насадки, °С; t'_d , t'_b – температуры дыма и воздуха на входе в насадку, °С; h – высота насадки, м; α_r (α_d или α_b) – коэффициент теплоотдачи теплоносителя, Вт/(м²·К).

Критериальная зависимость для средних коэффициентов теплоотдачи в слое насадки, обеспечивающая наименьшее расхождение экспериментальных и расчетных данных, выбрана в соответствии с рекомендациями работы [7].

При моделировании работы регенеративной насадки горелочных устройств принято, что начальная температура насадки и температура воздуха на входе в насадку составляют 20 °С; средняя температура дыма, уходящего из зоны теплообмена, принимается в соответствии с результатами моделирования нагрева металла; длительность дымового и воздушного периодов работы насадки 60 с.

В качестве материала насадки регенераторов выбраны корундовые окатыши диаметром 20 мм. Термическая массивность элементов шариковой насадки учитывалась путем введения поправки на массивность в расчете коэффициента теплоотдачи. Порозность насадки, составляет 0,4. Расход воздуха и дыма в зоне теплообмена определяется в соответствии с результатами расчета расхода природного газа на зону печи. Теплофизические свойства металла, воздуха и дымовых газов, а также материала регенеративной насадки приняты в соответствии с работой [8]. Размеры поперечного сечения камеры ре-

генератора и высота насадки определялись из условия получения одинакового для каждой зоны теплообмена коэффициента регенерации, равного 0,66 (температура подогрева воздуха составляет 80 % от температуры дымовых газов на выходе из рабочего пространства печи [2, 3]), и аэродинамического сопротивления, не превышающего 2200 Па.

Результаты исследования

Энергоэффективный режим нагрева металла в кольцевой печи, определен методом последовательного поиска. На рисунке 2 представлена температурная диаграмма нагрева металла при энергоэффективном режиме. Расходы топлива по зонам печи и тепловой баланс печи приведены в таблицах 1 и 2. Характерный режим работы шариковых регенераторов горелочных устройств, расположенных на наружной и внутренней стенах печи, и их конструктивные характеристики приведены в таблице 3.

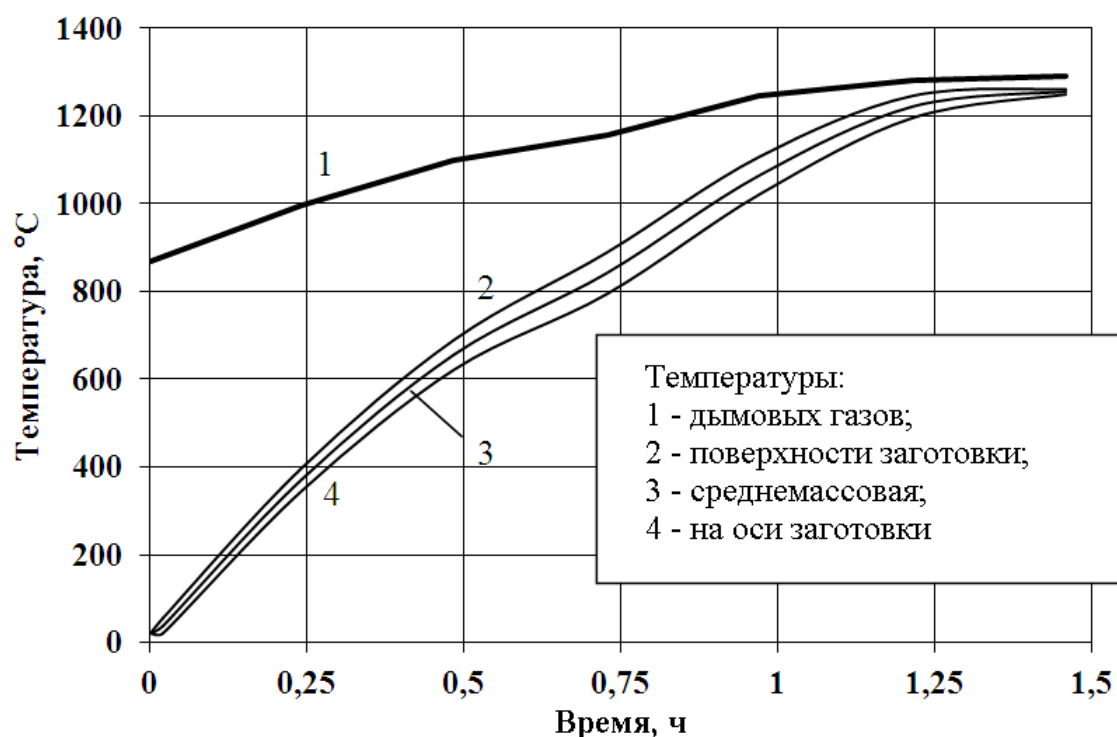


Рис. 2. Температурная диаграмма нагрева металла

Таблица 1

Расходы топлива по зонам печи,
обеспечивающие энергоэффективный режим нагрева металла

Номер зоны печи	1	2	3	4	5	6
Расход топлива, м ³ /ч	350	380	400	360	265	97

Таблица 2

Тепловой баланс печи

Приход теплоты	МВт	%	Расход теплоты	МВт	%
1. Химическая энергия топлива	17,36	72,7	1. Теплота, усвоенная металлом	12,15	50,9
2. Физическая теплота подогрева воздуха	6,512	27,3	2. Потери теплоты с уходящим дымом	9,926	41,6
			3. Тепловые потери рабочим пространством печи	1,796	7,5
Итого:	23,872	100,0	Итого:	23,872	100,0

Таблица 3

Характеристика шариковых регенераторов горелочных устройств

Параметры	Зоны 1 – 4		Зона 5		Зона 6	
	внутреннее кольцо	наружное кольцо	внутреннее кольцо	наружное кольцо	внутреннее кольцо	наружное кольцо
1	2	3	4	5	6	7
Количество горелок на кольце печи, шт	2	3	2	3	2	3
Количество регенераторов в зоне печи, шт	1	3	1	3	1	3
Расход газа на 1 горелку с учетом запаса по расходу топлива на зону, м ³ /ч	210	140	140	94	53	35
Расход дыма и воздуха на свободное сечение регенератора при н.у., м ³ /с	1,21	0,403	0,802	0,267	0,134	0,101
Скорость дыма и воздуха на свободное сечение регенератора при н.у., м/с	1,49	1,33	1,253	0,742	1,21	1,121
Средняя за период температура дыма на входе в насадку, °С	1133		1287		1266	
Размеры поперечного сечения насадки, м × м	0,9×0,9	0,55×0,55	0,8×0,8	0,6×0,6	0,5×0,5	0,3×0,3
Масса насадки, кг	530,5	201,5	426,2	161	163,7	59
Объем насадки, м ³	0,243	0,091	0,192	0,104	0,075	0,027
Удельная поверхность нагрева, м ² /м ³	180					

Продолжение табл. 3

1		2	3	4	5	6	7
Средняя за период температура на выходе из насадки, °С	дыма	426	426	482	482	490	490
	воздуха	855	855	977	977	945	945
Аэродинамическое сопротивление, Па		2121	1780	1164	1278	1619	1400
Мощность 1 горелки с учетом запаса по расходу топлива на зону, МВт		1,972	1,315	1,315	0,875	0,493	0,329

Как показали результаты расчетов, нагрев металла до заданных конечных параметров обеспечивается при расходе топлива $1852 \text{ м}^3/\text{ч}$, что соответствует удельному расходу природного газа $37,03 \text{ м}^3/\text{т}$. Средний коэффициент использования теплоты топлива составляет 0,8. Коэффициент полезного действия печи – 70 %.

Как видно из табл. 1, тепловая нагрузка по зонам печи распределяется не равномерно: расходы топлива сначала возрастают с первой по третью зону печи, а затем уменьшаются, начиная с четвертой зоны, что обусловлено необходимостью обеспечения заданных конечных параметров нагрева металла. Поскольку расходы топлива по зонам 1 – 4 отличаются не существенно, то эти зоны печи могут быть оборудованы горелками одинаковой тепловой мощности: мощность горелок внутреннего кольца печи – не менее 1972 кВт; мощность горелок наружного кольца печи – не менее 1315 кВт (см. табл. 3). Тепловая мощность горелок пятой зоны печи, расположенных на внутреннем кольце – не менее 1315 кВт, на наружном – не менее 875 кВт. Мощность горелок шестой зоны на внутреннем кольце – не менее 493 кВт, на наружном – не менее 329 кВт. Мощность одной горелки принималась с учетом запаса по расходу топлива на зону.

Общая масса шариковой насадки всех регенераторов горелочных устройств, обеспечивающих степень утилизации теплоты уходящих дымовых газов 0,66, составляет 3,74 т. При цене корундовых окатышей 3125 \$/т стоимость насадки составит 11 688 \$/т.

Выводы

1. Разработана математическая модель тепловой работы кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелочными устройствами, с использованием которой выполнены исследования нагрева металла и выбран энергоэффективный режим работы печи при максимальной производительности.

2. Предложена принципиальная схема расположения горелочных устройств; определена тепловая мощность горелок и конструктивные параметры шариковых насадок компактных минирегенераторов.

Список литературы

1. Сидоренко А. А. Эффективность совершенствования системы утилизации теплоты дымовых газов кольцевой печи / А. А. Сидоренко, Е. В. Гупало // Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве : Сборник докладов. III Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных с международным участием, посвященной 150-летию со дня рождения Владимира Ефимовича Грум-Гржимайло (Екатеринбург, 27-29 марта, 2014 г.). – Екатеринбург : УРФУ, 2014. – С. 92–95.
2. Russ Lang. Regenerative Burners / Russ Lang, Bruse B. Abe, Clive Lucas, John Newby // Electronic reproduction. Boca Raton, FL: CRC Press, 2004. Available Via World Wide Web. Access restricted to CRC Press subscribing libraries. – 790 p.
3. Web-сайт компании Hotwork Combustion Technology Limited. – Режим доступа: <http://www.hotworkct.com>. – Заголовок с экрана.
4. O. Gupalo, L. Vorobiova, I. Osypenko. Ring furnace regenerative heating system efficiency // 14th International scientific conference “Energy transformation in industry”, Lubovnianske kupele-Stare Lubovna, Slovakia, 23-25 September, 2015. – P. 31 – 39.
5. Гупало О. В. Нагрівання тіл при розподілених підведенні палива та відведенні продуктів згоряння уздовж зони теплообміну// XXXIV міжнародна науково-практична конференція «Перспективні напрями розвитку української науки», 13- 17 жовтня 2015 року. – С.50-53.
6. Губинский В. И. Теория пламенных печей / Губинский В. И., Лу Чжун-У. – М. : Машиностроение, 1995.– 255 с.
7. Затопляев Г. М. Теплотехническое испытание нагревательной печи с регенеративными горелками / Затопляев Г. М., Еремин А. О. // Металлургическая и горнорудная промышленность – № 3, 2000. – С. 85 –87.
8. Казанцев Е. И. Промышленные печи / Казанцев Е. И. – М. : Металлургия, 1975. – 368 с.

Рукопись поступила 19.10.2015 г.

УДК 669.162:622.782

Гупало Е.В. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Здоровиченко С.А. — директор, КП ЧАО "ПТП "Укрэнергочермет"

Седнев А.Ю. — инженер, КП ЧАО "ПТП "Укрэнергочермет"

Гупало В.И. — инженер, КП ЧАО "ПТП "Укрэнергочермет"

Каракаш Е.А. — к.т.н., доцент, НМетАУ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗАМЕНЫ ПРИРОДНОГО ГАЗА ПЫЛЕУГОЛЬНЫМ ТОПЛИВОМ ПРИ ОБЖИГЕ ИЗВЕСТНЯКА ВО ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧАХ

В работе приведены результаты теплотехнических испытаний вращающейся печи для обжига известняка при использовании в качестве технологических топлив природного газа или пылеугольного топлива. Выполнено сравнение технико-экономических показателей работы печи для рассмотренных вариантов ее отопления. Предложена методика расчета экономической эффективности замены природного газа пылеугольным топливом. Показано, что применение приведенной методики расчета позволяет определить ожидаемый экономический эффект от внедрения мероприятия с погрешностью не превышающей 1 – 2 %.

Ключевые слова: природный газ; пылеугольное топливо; известняк; известь; вращающаяся печь; замена топлива; экономическая эффективность.

Введение

Высокая стоимость природного газа способствует поиску промышленными предприятиями альтернативных видов топлив, обеспечивающих снижение затрат на тепловую обработку материалов. Особо остро вопросы энергосбережения стоят перед предприятиями черной металлургии, которые являются одними из основных потребителей природного газа в промышленности. В технологическом процессе производства извести в качестве альтернативы природному газу может рассматриваться пылеугольное топливо (ПУТ), которое в настоящее время широко используется в доменных печах для замены природного газа [1].

Цель настоящей работы – оценка эффективности замены природного газа пылеугольным топливом при обжиге известняка во вращающихся печах.

Краткая техническая характеристика вращающейся печи

В качестве объекта исследования выбрана вращающаяся печь, представляющая собой противоточный тепло-массообменный агрегат цилиндрической формы длиной 75 м и диаметром 3,6 м. Стальной корпус печи (барабан) футерован изнутри огнеупорным кирпичом толщиной 230 мм и установлен с уклоном в сторону выгрузки под углом $3,5^\circ$. Скорость вращения барабана составляет 0,67 – 1,34 об/мин. Печь имеет загрузочную и откатную головки. Известняк поступает в шахтные подогреватели, где нагревается уходящими дымовыми газами до температуры 350 – 450 °С. Известь (готовый продукт) на выходе из печи имеет температуру 1100 – 1150 °С. Физическая теплота извести используется для подогрева воздуха до 300 – 400 °С, подаваемого на сжигание топлива. Печь оборудована одной многотопливной горелкой фирмы FCT. Для поджигания ПУТ в горелку подается природный газ в количестве 2 – 3 % от общего расхода топлива на печь (расход природного газа 80 – 100 м³/ч). Стоимость топлива на момент выполнения исследований: природного газа – 6957 грн/тыс. м³; ПУТ – 2500 – 3500 грн/т (в зависимости от стоимости угля). Таким образом, стоимость смеси ПУТ и природного газа, подаваемых в горелочное устройство, составляет 2590 – 3600 грн/т.

Основным недостатком в работе печи на ПУТ является образование гарнисажных колец на внутренней поверхности кладки вращающегося барабана на расстоянии 8 – 9 м от носика горелочного устройства. Основной причиной образования гарнисажа является изменение формы факела ПУТ при переменных расходах топлива в переходных режимах работы печи.

Теплотехнические испытания вращающейся печи

Сравнительные теплотехнические испытания выполнены при работе печи с производительностью 13200 кг/ч по готовой продукции при одинаковом химическом составе известняка. Испытания проводились при отоплении печи природным газом и топливом, состоящем из смеси ПУТ (98 %) и природного газа (2 %). Результаты теплотехнических испытаний приведены в табл. 1.

Из таблицы 1 видно, что, независимо от используемого топлива, с подогретым воздухом в печь поступает 12 % от подведенной теплоты, а количество теплоты, выделившееся от сжигания топлива, составляет 88 %. На процесс обжига известняка расходуется 43 % теплоты, поступающей в печь. Потери теплоты с уходящим дымом и СО₂, образовавшимся в процессе диссоциации известняка, составляют 44 – 45 %, в то время как тепловые потери через кладку печи – 11,5 % от всей теплоты, подведенной в печь. При одинаковой произ-

водительности печи и соблюдении одинакового температурного режима обжига разница в удельных расходах условного топлива и теплоты, затраченной на процесс обжига, при использовании природного газа и ПУТ не превышает 2,5 %.

Таблица 1

Результаты теплотехнических испытаний вращающейся печи для обжига извести при отоплении природным газом (ПГ) и пылеугольным топливом (ПУТ)

№ п/п	Показатель	Топливо	
		ПГ	смесь ПУТ и ПГ
1	2	3	4
1	<u>Топливо</u> Теплота сгорания топлива Расход топлива	8200 ккал/м ³ 2900 м ³ /ч	7573 ккал/кг 3060 кг/ч
2	<u>Воздух</u> Коэффициент расхода воздуха Действительный расход воздуха Температура подогрева воздуха, °С	1,2 11,76 м ³ /м ³ 300	1,2 10,72 м ³ /кг 300
3	<u>Дымовые газы</u> Удельный выход дыма Температура уходящего дыма, °С Состав сухих продуктов сгорания на выходе из барабана печи (по результатам газового анализа): - CO ₂ , % - O ₂ , %	12,8 м ³ /м ³ 800 21,3 3,3	11,05 м ³ /кг 800 25,7 3,1
	- N ₂ , %	75,4	71,2
	- SO ₂ , %	-	0,02
4	<u>Известняк</u> Состав известняка, кг/кг:		
	- CaCO ₃	0,732	0,732
	- MgCO ₃	0,242	0,242
	Производительность по известняку, кг/ч	26000	26000
	Температура подогрева известняка, °С	410	410
5	<u>Известь</u> Состав извести, кг/кг:		
	- CO	0,61	0,61
	- MgO	0,258	0,258
	Производительность печи по извести, кг/ч	13200	13200
	Температура извести на выходе из печи, °С	1100	1100
6	<u>Тепловой баланс печи</u> Приход теплоты, Гкал/ч (%):		
	- физическая теплота воздуха	27,023 (100,0)	26,293 (100,0)
	- химическая теплота топлива	3,243 (12,0)	3,12 (11,87)
		23,78 (88,0)	23,173 (88,13)

Продолжение табл. 1

1	2	3	4
	Расход теплоты, Гкал/ч (%):	27,023 (100,0)	26,293 (100,0)
	- нагрев известняка от 410 до 850 °С	2,471 (9,14)	2,471 (9,4)
	- диссоциация известняка	8,176 (30,26)	8,176 (31,1)
	- нагрев извести от 850 до 1100 °С	0,682 (2,52)	0,682 (2,59)
	- нагрев неразложившегося известняка от 410 до 700 °С	0,114 (0,42)	0,114 (0,43)
	- потери с CO ₂ , образовавшимся при диссоциации известняка	1,742 (6,45)	1,742 (6,63)
	- потери с уходящим дымом	10,453 (38,68)	9,765 (37,14)
	- потери с уносом пыли	0,276 (1,02)	0,276 (1,05)
	- потери теплопроводностью через кладку печи	3,044 (11,27)	3,044 (11,58)
	- неучтенные тепловые потери	0,65 (0,24)	0,023 (0,08)
7	<u>Технико-экономические показатели печи</u>		
	Коэффициент полезного действия печи, %	41,92	43,1
	Коэффициент использования теплоты топлива	0,613	0,629
	Удельный расход ПГ, м ³ /т извести	219,7	4,6
	Удельный расход ПУТ, кг/т извести	-	227,2
	Удельный расход топлива (ПУТ и ПГ)	-	231,8
	Удельный расход условного топлива, кг у.т./т извести	257,4	250,8
	Удельный расход теплоты, ккал/кг извести	1800	1755,4
	Удельные затраты на топливо при обжиге известняка, грн/т	1528,45	600,4 – 834,5

Экономическая эффективность замены природного газа ПУТ

Основным показателем экономической эффективности применения ПУТ для отопления печи является снижение затрат на топливо, которые могут быть определены как:

$$\Xi = \frac{C_{\Gamma} - C_{\text{пут}}}{C_{\Gamma}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где C_{Γ} и $C_{\text{пут}}$ – затраты на топливо при работе печи, соответственно на природном газе и на ПУТ, грн/ч:

$$C_{\Gamma} = V_{\Gamma} \cdot \Pi_{\Gamma}; \quad (2)$$

$$C_{\text{пут}} = B_{\text{пут}} \cdot \Pi_{\text{пут}}, \quad (3)$$

где V_{Γ} – расход природного газа, м³/ч; Π_{Γ} – цена природного газа, грн/м³; $B_{\text{пут}}$ – расход ПУТ, кг/ч; $\Pi_{\text{пут}}$ – цена ПУТ, грн/кг.

С учетом (2) и (3) получим:

$$\Xi = \left(1 - \frac{V_{\text{пут}} \cdot C_{\text{пут}}}{V_{\text{г}} \cdot C_{\text{г}}} \right) \cdot 100\%. \quad (4)$$

На основе результатов теплотехнических испытаний, приведенных в таблице 1, с использованием (4) выполнен расчет снижения затрат на производство извести при замене природного газа смесью пылеугольного топлива и природного газа. Как показали расчеты, при стоимости смеси ПУТ и природного газа 2590 грн/т снижение затрат на топливо достигает 60,7 %. При увеличении стоимости смеси ПУТ и природного газа до 3600 грн/т снижение затрат на топливо уменьшается до 45,4 %.

Оценка ожидаемой экономической эффективности перевода печи на отопление ПУТ

При известных технико-экономических показателях работы печи на природном газе ожидаемое снижение затрат на топливо при переводе печи на ПУТ может быть определено расчетным путем, исходя из следующих условий:

- 1) производительность печи, температурный режим обжига, состав и влажность известняка при замене топлива не изменяются;
- 2) количество теплоты, оставшейся в рабочем пространстве печи и пошедшей на совершение тепловой работы и покрытие тепловых потерь через кладку, остается постоянным [2, 3]:

$$V_{\text{г}} \cdot Q_{\text{нг}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{г}} = V_{\text{пут}} \cdot Q_{\text{нпут}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пут}}, \quad (5)$$

где $Q_{\text{нг}}^{\text{р}}$ – низшая рабочая теплота сгорания природного газа, кДж/м³; $Q_{\text{нпут}}^{\text{р}}$ – низшая рабочая теплота сгорания ПУТ, кДж/кг; $\eta_{\text{г}}$, $\eta_{\text{пут}}$ – коэффициенты использования теплоты топлива при отоплении печи природным газом и ПУТ, соответственно.

Из условия (5) определяется предполагаемый расход ПУТ:

$$V_{\text{пут}} = V_{\text{г}} \cdot \frac{Q_{\text{нг}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{г}}}{Q_{\text{нпут}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пут}}}, \text{ кг/ч.} \quad (6)$$

Тогда из уравнения (4) с учетом (6) получим расчетную формулу для определения ожидаемого экономического эффекта от замены топлива:

$$\Xi = \left(1 - \frac{C_{\text{пут}} \cdot Q_{\text{нг}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{г}}}{C_{\text{г}} \cdot Q_{\text{нпут}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{пут}}} \right) \cdot 100\%. \quad (7)$$

Коэффициент использования теплоты топлива при работе печи на ПУТ ($\eta_{\text{ПУТ}}$), входящий в формулу (7), определяется по результатам расчета горения ПУТ при коэффициенте расхода воздуха, температурах подогрева воздуха и уходящих дымовых газов, соответствующих работе печи на природном газе.

Расчеты по формуле (7) показывают, что при стоимости ПУТ 2500 грн/т ожидаемое снижение затрат на топливо достигает 61,8 %, а при стоимости ПУТ 3500 грн/т – 46,6 %. Таким образом, применение приведенной методики позволяет оценить ожидаемую экономическую эффективность от внедрения мероприятия с погрешностью не превышающей 1,2 %. Стоимость природного газа при отоплении печи ПУТ не учитывается.

Выводы

На основе теплотехнических испытаний вращающейся печи для обжига известняка определена экономическая эффективность замены природного газа пылеугольным топливом. Показано, что при одинаковой производительности печи и одинаковом составе известняка экономия средств по статье «топливо технологическое» составляет 45,4 – 60,7 % в зависимости от стоимости пылеугольного топлива.

Предложена методика расчета ожидаемой экономической эффективности внедрения технологии обжига известняка с использованием пылеугольного топлива вместо природного газа, основанная на фактических технико-экономических показателях действующей печи при работе на природном газе и теоретических расчетах горения пылеугольного топлива и природного газа. Использование предложенной методики позволяет оценить ожидаемую экономию средств с достаточной для практики точностью

Список литературы

1. Грес Л. П. Энергоэффективность и защита окружающей среды от промышленных загрязнений / Л. П. Грес, А. О. Еремин, С. А. Карпенко, Е. А. Каракаш. – Днепропетровск : Пороги, 2015. – 392 с.
2. Розенгарт Ю. И. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах / Ю. И. Розенгарт, Б. Б. Потапов, В. М. Ольшанский, А. В. Бородулин. – Киев; Донецк : Вища школа. Головное изд-во, 1986. – 296 с.
3. Ревун М. П. Высокотемпературные теплотехнические процессы и установки в металлургии / [Ревун М. П., Потапов Б. Б., Ольшанский В. М., Бородулин А. В.] – Запорожье : Изд-во ЗГИА, 2002. – 443 с.

Рукопись поступила 01.11.2015 г.

УДК 66.041.001.2:662.957.8

Ерёмин А.О. — д.т.н., профессор, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Гупало Е.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Воробьёва Л.А. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Прокопенко Е.М. — к.т.н., доцент, НМетАУ

КАЧЕСТВО НАГРЕВА МЕТАЛЛА В МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМИ ГОРЕЛКАМИ

Применение современных регенераторов, имеющих насадку с высокоразвитой поверхностью теплообмена, в нагревательных проходных печах методического типа позволяет добиться значительного улучшения технико-экономических показателей этих тепловых агрегатов. За счёт организации объёмного сжигания топлива, ликвидации высокотемпературных зон и распределённого горения вдоль всей траектории движения газов достигается снижение количества вредных выбросов, и создание малоокислительной атмосферы в рабочей камере печи. При этом в печи существенно изменяются её газодинамический режим, теплопередача и условия нагрева металла. В работе показано, что при предложенной реконструкции методической печи возможно осуществление высокого качества нагрева металла с максимальной для данного теплового агрегата производительностью.

Ключевые слова: методическая печь; регенераторы; качество нагрева; производительность печи.

Введение

Для современных тенденций развития теории печестроения и задач совершенствования их тепловой работы, наряду с эффективным использованием энергетических ресурсов, снижением материалоемкости и соблюдением ограничений по количеству вредных выбросов из печи в атмосферу, актуальными вопросами являются обеспечение высокого качества конечного продукта и заданной объёма производства.

Основным резервом экономии топлива в топливных печах металлургии есть утилизация теплоты дымовых газов, что также является одним из главных направлений улучшения экологических показателей их работы. Максимальный эффект от возврата теплоты уходящих дымовых газов в печь можно получить с помощью современных регенеративных теплообменников с высокоразвитой поверхностью тепло-

обмена, присущей шариковой, сотовой или трубной насадкам. Однако повышение температуры подогрева воздуха горения приводит к изменению теплового режима работы печи, условий нагрева металла, величине падающих тепловых потоков на металл и условий локальной теплопередачи к металлу и футеровке в печи.

Задача реконструкции методических печей с целью перевода их на регенеративный способ утилизации теплоты дымовых газов усложнена тем, что полностью изменяется газодинамическая картина движения печных газов в рабочем пространстве. Методическая печь, будучи до реконструкции проходной, с явно выраженным режимом идеального вытеснения печных газов, после реконструкции будет условно иметь несколько последовательно расположенных зон с идеальным перемешиванием и постоянной для каждой зоны температурой. Дополнительные сложности при проектировании связаны с реверсом печных газов и их рециркуляцией внутри каждой зоны.

При разработке технических решений по реконструкции системы отопления печных устройств с целью применения регенераторов необходимо уже на стадии проектирования решить задачу обеспечения заданного качества нагрева металла при проектной максимальной производительности печи для данного агрегата.

Добиться получения научно обоснованных проектно-конструкторских решений возможно только с помощью моделирования тепловой работы печи с применением современных пакетов прикладных программ.

Целью работы является проверка правильности предложенных технических решений по реконструкции типовой методической печи с целью перевода её на регенеративное отопление. Мероприятия должны обеспечивать заданное качество нагрева металла при максимальной проектной производительности печи.

Организация объёмного (распределенного) сжигания топлива в печах

Качественный и энергоэффективный нагрев металла в нагревательных печах с регенеративной системой утилизации теплоты дымовых газов можно осуществить с помощью управления процессами сжигания топлива, движения печных газов и теплопередачи. Организация распределённого тепловыделения возможна за счёт регламентированного перемешивания реагентов горения, выбора динамических характеристик печных газов, конструктивных параметров печи и её элементов. Большое значение для обеспечения стандартного и равномерного температурного поля в нагревательных печах имеет рецирку-

ляция и периодический реверс печных газов, характерный для печей, оборудованных регенераторами.

Применение объёмного сжигания топлива является одним из наиболее эффективных способов его сжигания с воздухом, подогретым до высокой температурны. Это связано с отсутствием концентрированных источников теплоты (характерных для факельного сжигания топлива), в результате чего вся поверхность металла в печи находится в одинаковых условиях нагрева. Высокотемпературный подогрев воздуха изменяет характер возгорания и горения топлива, позволяя сжигать его в любом соотношении с окислителем. Принцип организации объёмного (распределенного) сжигания топлива предложен в патенте [1]. Вопросы организации такого сжигания в печах рассмотрены в работах [2 – 3].

Разработка современной системы отопления методической печи

При разработке решений по реконструкции типовой толкательной трехзонной нагревательной методической печи с наклонным подом для нагрева заготовок перед прокаткой было определено, что при проектном уровне температуры подогрева воздуха в металлическом петлевом рекуператоре 400 °С, коэффициент использования теплоты топлива (КИТ) составляет 0,522; удельный расход условного топлива – 59,33 кг у.т./т; максимальный часовой расход топлива – 6000 м³/час.

Обследование работающих методических печей на металлургических предприятиях вскрыло ряд недостатков в их тепловой работе, ведущих к значительному повышению расхода энергоносителей по сравнению с проектными показателями. Так, вследствие низкой газоплотности дымоотводящих боровов и подсосов воздуха в печь, температура дыма перед рекуператором обследуемой методической печи одного из металлургических комбинатов Украины не превышает 620 – 670 °С. Подогрев воздуха для горения составляет 220 – 260 °С. Потери теплоты с дымом достигают 50 %.

С целью повышения технического уровня методической печи разработана конструкция горелочных устройств – регенеративных горелок, проработана схема их установки, обеспечивающая необходимую тепловую мощность по зонам печи и объёмное сжигание топлива. Схема установки горелок в боковых стенах методической печи приведена на рисунке 1.

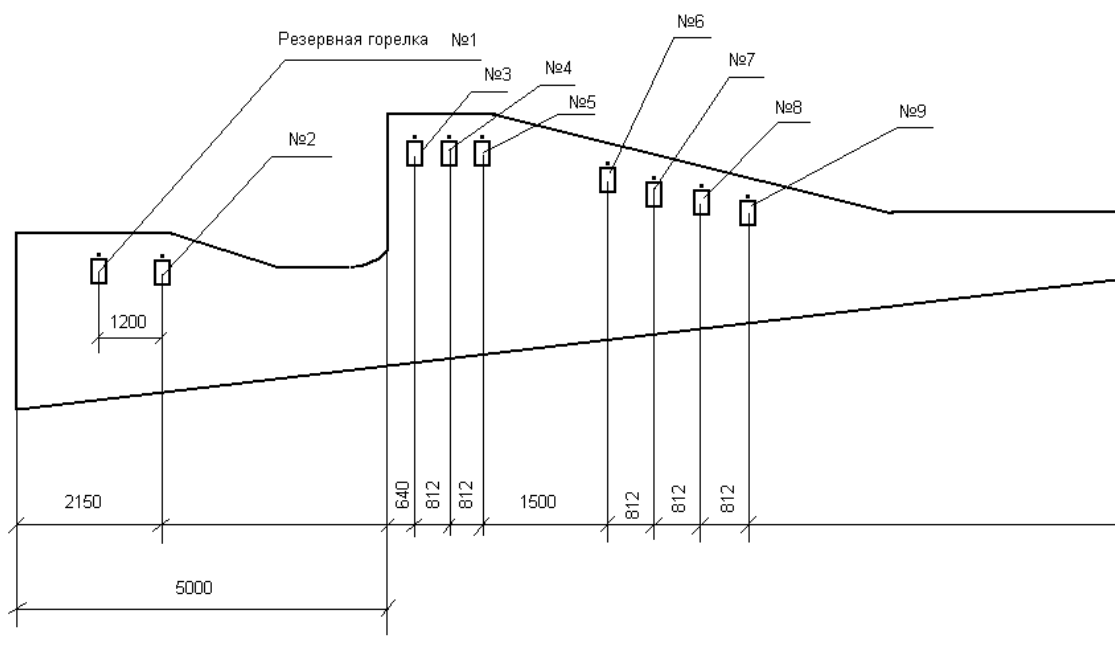


Рис. 1. Схема расположения горелочных устройств на боковой стене методической печи

Снижение количества вредных выбросов и создание малоокислительной атмосферы в рабочей камере печи осуществляется за счёт организации процесса сжигания и распределения горения вдоль траектории движения газов [2]. Размещение горелок и регенераторов, расход топлива, воздуха и дыма в регенеративных горелках, результаты расчёта технико-экономических показателей после реконструкции приведены в работе [2]. Для устранения высокотемпературных зон предложено организовать регламентированное перемешивание реагентов горения с заданной кратностью рециркуляции, разделение потоков топлива и воздуха в горелочном устройстве и обеспечение динамических характеристик газозвудушных струй при которых гарантируется заданное качество перемешивания топлива, воздуха и печных газов. Также было определено время реверса печных газов, сглаживающее температурные пики в рабочем пространстве печи.

Перевод печи на регенеративную систему утилизации теплоты дымовых газов обеспечивает повышение КИТ с 0,522 до 0,9 и снижение удельного расхода условного топлива до 34,37 кг у.т./т (или на 42 %). Максимальный расход природного газа в предложенной системе отопления не превышает 4500 м³/час.

Также в работе [2] приведены результаты расчётов абсолютного значения результирующих тепловых потоков падающих на металл в различных зонах печи и распределение температуры в одном из поперечных сечений её рабочего пространства.

Обеспечение качества нагрева и заданной производительности в реконструированной печи

Как было показано выше, при реконструкции печи изменяются условия нагрева металла, значения тепловых потоков в зонах и температурные поля в печи.

Для проверки возможности обеспечения заданной (проектной) производительности и необходимого по технологии качества нагрева металла, с помощью инженерной методики [4] выполнен расчёт времени нагрева металла в зонах печи. Также рассчитали температуру поверхности, среднемассовую температуру и перепад температуры по сечению металла в различных зонах печи и в конце нагрева.

По рассчитанным значениям максимальных и минимальных тепловых потоков на поверхностях теплообмена и их распределению на металле получены средние значения результирующих удельных тепловых потоков по зонам печи (Таблица 1).

Таблица 1
Средние значения результирующих удельных тепловых потоков на металл

Зона печи в модели	Зона печи	Удельный тепловой поток, кВт/м ²
Зона металла №1	Сварочная	160
Зона металла №2	Сварочная	330
Зона металла №3	Сварочная	220
Зона металла №4	Томильная	99,5
Зона металла №5	Томильная	4

Для проверки правильности распределения тепловой мощности в реконструированной методической печи приведём расчёт нагрева металла по результатам, полученным с помощью моделирования.

Приращение энтальпии металла в 1 зоне печи:

$$\Delta i_1 = \frac{\bar{q}_1 \cdot \tau_1 \cdot 60 \cdot k_1}{S \cdot \rho} = \frac{160000 \cdot 13,87 \cdot 60 \cdot 1}{0,08 \cdot 7817} = 212,92 \text{ кДж/кг},$$

где $\bar{q}_1$ – среднее значение результирующего теплового потока на металл в первой зоне по результатам математического моделирования Вт/м²; k_1 – коэффициент формы тела, равный для пластины единице; S – толщина металла, м; ρ – плотность металла, кг/м³; τ_1 – время нагрева металла в первой зоне, вычисляемое по формуле:

$$\tau_1 = \frac{l_1}{l_{\text{общ}}} \cdot \tau_{\text{общ}} = \frac{4,3}{15,5} \cdot 50 = 13,87 \text{ мин.}$$

Здесь l_1 – длина первой зоны металла, м; $l_{\text{общ}}$ – длина активного пода печи, м; $\tau_{\text{общ}}$ – общее время нагрева металла в печи, мин.

Энтальпия металла на выходе из первой зоны нагрева:

$$i_1 = i_{\text{нач}} + \Delta i_1 = 10 + 212,92 = 222,92 \text{ кДж/кг.}$$

Среднемассовая температура металла определяется с помощью таблиц [4]. Энтальпии $i_1 = 222,92$ кДж/кг соответствует $\bar{t}_1 = 413$ °С.

Нагрев металла в 2 – 5 зонах методической печи рассчитывается аналогично. Результаты расчётов сведены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты расчёта нагрева металла в печи

№ зоны печи	Удельный тепловой поток на металл, кВт/м ²	Приращение энтальпии металла в зоне, кДж/кг	Время нагрева металла в зоне, мин	Энтальпия металла на выходе из зоны, кДж/кг	Среднемассовая температура металла на выходе из зоны, °С
1	160	212,92	13,87	222,92	413
2	330	326,75	10,32	549,67	809
3	220	204,32	9,68	753,99	1091
4	99,5	83,15	8,71	837,14	1219
5	4	2,85	7,42	839,99	1222

Общее время нагрева металла в печи составляет 0,83 ч = 50 мин, что совпадает с заводскими данными.

Конечный перепад температуры по сечению металла составит

$$\Delta t_k = \frac{\bar{q}_5 \cdot S}{k_2 \cdot \lambda} = \frac{4000 \cdot 0,08}{2 \cdot 30,1} = 5^\circ\text{C},$$

где λ – коэффициент теплопроводности металла при $\bar{t}_5 = 1222$ °С, принимаемый по данным [4].

По результатам расчёта сделан вывод о соответствии времени нагрева и конечных температур металла заданным заводским данным, что свидетельствует о правильности размещения горелок и выбора их тепловой мощности.

Таким образом, результаты моделирования тепловой работы методической печи показывают, что при условии перевода её на регенеративное отопление с реализацией объёмно-регенеративного способа сжигания топлива за счёт регламентированного перемешивания топлива и воздуха достигается заданная равномерность нагрева металла при максимальной производительности. Условия нагрева удовлетворяют требованиям технологической инструкции к нагреваемому металлу.

Выводы

Реализация распределённого объёмного сжигания топлива в методической печи с высокотемпературным подогревом воздуха в шариковых регенераторах является эффективным техническим решением, позволяющим обеспечить высокие технико-экономические показатели теплового агрегата. После реконструкции печи обеспечивается заданное качество нагрева металла при максимальной проектной производительности.

Список литературы

1. Пат. 26272 Україна, МПК F23N 5/26. Об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива при нагріванні металу / Єрємін О. О., Губинський В. Й, Сибір А. В. (Україна) ; заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. – № u200705240 ; заявл. 14.05.2007 ; опубл. 10.09.2007, Бюл. № 14. – 2 с.
2. Ерёмин А.О. Организация объёмного сжигания топлива в методической печи при высокотемпературном подогреве воздуха. New technologies and achievements in metallurgy, material engineering and production engineering – [A collective monograph edited by Henryk Radomiak, Jaroslaw Boryca].– Series: Monografie Nr 48.– Czestochowa. – 2015. – P. 395–400.
3. Шульц Л. А. По следам разработки и внедрения печей со стадийным сжиганием топлива и перспективы их развития в металлургии / Л. А. Шульц // Изв. Вузов. Черная металлургия. – 2005. – № 10. – С. 62–69.
4. Расчёты нагревательных печей : учебное пособие для вузов / [С. И. Аверин, Э. М. Гольдфарб, А. Ф. Кравцов и др.] ; под ред. Н. Ю. Тайца. – [2-е изд.]. – К. : Техника, 1969. – 450 с.

Рукопись поступила 01.10.2015 г.

УДК 378.147:504.06

Єрьомін О.О. — д.т.н., професор, Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Матухно О.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Гупало О.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Радченко Ю.М. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Єрьоміна О.Л. — ст. викладач, НМетАУ

ЗАХОДИ З ЕКОЛОГІЗАЦІЇ ВИЩОЇ ОСВІТИ В РАМКАХ СТРАТЕГІЇ СТАЛОГО РОЗВИТКУ

В роботі розглядаються аспекти екологізації вищої освіти, які повинні впроваджуватися в вищих навчальних закладах України. Ці заходи спрямовані на формування сучасного світогляду молоді, глибокого осмислення проблем довкілля з урахуванням ціннісних орієнтацій нації, розуміння принципів та законів розвитку сьогодення через наскрізну екологічну підготовку фахівців.

Ключові слова: екологізація; вища освіта; сталий розвиток; екологія.

Вступ

В 2000 році 189-ма країнами світу була прийнята «Декларація тисячоліття» ООН. Вона визначила цілі розвитку тисячоліття (ЦРТ), тобто всеосяжні рамки цінностей, принципів і ключових чинників розвитку людства до 2015 року. Після розроблення універсальних рамок ЦРТ у багатьох країнах світу було здійснено їх адаптацію з урахуванням специфіки національної ситуації та встановлено цільові показники розвитку конкретної держави. Україна приєдналася до «Декларації тисячоліття» ООН і взяла на себе зобов'язання досягти ЦРТ до 2015 року. В вересні 2015 року у Нью-Йорку в рамках 70-ї сесії Генеральної Асамблеї ООН відбувся Саміт ООН зі сталого розвитку. На саміті був прийнятий Порядок денний розвитку після 2015 року, на якому було затверджено нові орієнтири розвитку. Слід відзначити, що Порядок денний був прийнятий одногolosно, в тому числі і делегацією України на чолі з Президентом України. Підсумковим документом Саміту «Перетворення нашого світу: порядок денний у сфері сталого розвитку до 2030 року» було затверджено 17 цілей сталого розвитку та 169 його завдань.

Однією з цілей сталого розвитку є якісна та доступна протягом всього життя освіта. Задачами сталого розвитку в освіті є забезпечен-

ня доступною освітою всіх верств населення різних вікових категорій від дошкільної освіти до перепідготовки на засадах інноваційного підходу, тісного взаємозв'язку з наукою та виробництвом.

Треба відзначити, що загальною середньою освітою в Україні охоплено більше 98 % дітей шкільного віку, а вищою освітою – понад 40 % молоді віком 17 – 24 роки. Тобто питання сучасної освіти в Україні є актуальними та такими, що динамічно розвиваються.

Не зважаючи на те, що для забезпечення якісної освіти впродовж життя в Україні вже були зроблені деякі кроки, але ще досить багато необхідно зробити задля реалізації завдань та досягнення цілей сталого розвитку людства.

Екологізація вищої освіти, як чинник сталого розвитку

В Законі України «Про вищу освіту» (із змінами і доповненнями), у статті 26 сказано: «однією з головних задач вищого навчального закладу є формування особистості шляхом патріотичного, правового, *екологічного виховання*, утвердження в учасників освітнього процесу моральних цінностей, соціальної активності, громадянської позиції та відповідальності, здорового способу життя, вміння вільно мислити та самоорганізовуватися в сучасних умовах».

У зв'язку з цим, екологізація вищої освіти є одним з пріоритетних напрямів діяльності Міністерства освіти і науки України та повинна бути реалізована у всіх навчальних закладах незалежно від їх форм власності. Рішенням колегії МОН України рекомендовано під час підготовки стандартів вищої освіти включати екологічну компетентність фахівця до переліку загальних компетентностей. На жаль деколи посилення на екологічні компетентності в проектах стандартів вищої освіти відсутні, та не передбачені відповідні нормативні результати у термінах навчання.

Освіта завжди була, є і буде основою збалансованого розвитку будь-якої країни та світової громади взагалі. Освіта для сталого розвитку (ОСР) обов'язково включає екологічну складову та розвивається на базі екологічної освіти. Фахівці з екології та педагогіки [1, 2] відзначають, що не існує уніфікованої системи екологічної освіти, яку можна було б застосовувати у будь-якій країні та відносно до любого виду людської діяльності. Екологічна освіта розвивається на основі глибокого осмислення проблем довкілля з урахуванням особливостей країни: соціальної, економічної та екологічної ситуації, рівня розвитку науки, технології та виробництва, звичаїв, культурних особливостей, ціннісних орієнтацій нації та багатьох інших факторів. Формування екологічної освіти в Україні також відбувається на основі національ-

них особливостей та власного практичного досвіду науково-педагогічних кадрів.

Рішення Колегії Міністерства освіти та науки України «Про екологізацію вищої освіти України з метою підготовки фахівців для сталого розвитку» дещо змінило ситуацію на краще. Одними з перших вишів, де був накопичений величезний досвід цієї важливої освітньо-виховної екологічної діяльності стали НТУ «Київський політехнічний інститут» та Національний лісотехнічний університет України, де вперше були реалізовані програми наскрізної екологічної підготовки фахівців та запроваджені магістерські програми з екологобезпечних та ресурсоощадних технологій, економіки довкілля та природних ресурсів. Також принципи екологізації вищої освіти задля сталого розвитку активно реалізують Національний гірничий університет, Національний університет «Львівська політехніка», Київський національний університет імені Тараса Шевченка, Національний університет біоресурсів і природокористування України, Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна, Львівський національний університет імені Івана Франка, Національний педагогічний університет імені М. П. Драгоманова, Сумський державний університет, Одеський державний екологічний університет та інші виші.

На підставі широкого досвіду ВНЗ України у впровадженні «екологічної освіти» та «екологізації освіти» з метою підготовки фахівців для сталого розвитку, та на виконання Рішення колегії Міністерства освіти і науки України, слід запропонувати ВНЗ ввести в дію низку заходів, що призначені для впровадження безперервної екологічної освіти студентів. Ці заходи повинні забезпечити надбання відповідних компетентностей випускниками та отримання відповідних результатів навчання.

По-перше, необхідно передбачити вивчення студентами молодших курсів дисциплін, що присвячені питанням та проблемам екологічного спрямування в сьогоденних умовах. Такі дисципліни дозволяють отримати базові теоретичні знання з питань закономірностей взаємодії людського суспільства та природи. В рамках вивчення дисциплін студент повинен буде опанувати основні початкові поняття та закони екології, причини та наслідки виникнення екологічних проблем. Сучасним здобувачам вищої освіти будуть доцільні знання основних принципів нормування шкідливих речовин у довкіллі, методів боротьби з забрудненням довкілля, основ еколого-економічних засад раціонального природокористування. В таких дисциплінах можливе вивчення основних цілей та завдань сталого розвитку.

Для бакалаврів за технологічними спеціальностями буде доречним включення до навчальних планів підготовки спеціальної навчаль-

ної дисципліни циклу фахової підготовки, що передбачає вивчення технології та техніки екологічного забезпечення виробництва за відповідною спеціальністю. Результатами навчання можуть бути засвоєння знань та придбання навичок, необхідних для охорони довкілля на виробництві за фахом. Можуть бути розглянуті джерела, види та масштаби забруднення навколишнього середовища виробництвом за спеціальністю; методи, пристрої та обладнання для зменшення або знешкодження викидів.

При підготовці магістрів доречним буде впровадження сучасного навчального курсу «Сталий розвиток в промисловості», або «Стратегія сталого розвитку в промисловості» де розглядають глобальні фактори та інструменти запобігання зміни клімату на Землі, механізми прогнозування та сценарії розвитку промисловості в світі та Україні. Можливий розгляд деяких питань з розробки стратегії місцевого сталого розвитку. Але акцент зазначеної дисципліни спрямований більшою мірою на екологічні проблеми промислового виробництва та шляхи їх вирішення для забезпечення сталого розвитку. Обов'язкове проведення практичних занять, що проходять у вигляді дискусій та обговорення, роботи в групах, ділових ігор, анкетування та з залученням інших інноваційних методів навчання. Мета практичних робіт полягає не лише у закріпленні знань, але й у формуванні у студентів моделей поведінки відповідно до потреб сталого розвитку, що, на нашу думку, повинно позитивно впливати на формування екологічного світогляду майбутнього фахівця.

Слід відмітити, що багато напрацювань викладачами вже зроблено при розробці споріднених дисциплін «Формування екологічного світогляду», «Соціальна екологія» та інших, де розглянуті деякі аспекти сталого розвитку суспільства.

Наступним кроком безперервної освіти магістрів в контексті сталого розвитку є ознайомлення з новими напрямками інноваційного розвитку промисловості та сучасними світовими еко-інноваціями. Студенти повинні знати вітчизняні та зарубіжні інноваційні розробки в рамках обраної спеціальності. Вони повинні бути спроможними виконати патентний пошук сучасних еко-технологій та обладнання, та здійснити прогнозування впливу цих розробок на забезпечення сталого розвитку в обраній галузі.

Завершальним етапом екологічної освіти студентів з метою підготовки менеджерів вищого рівня та системних аналітиків, що спроможні приймати науково обґрунтовані та практично доцільні рішення з урахуванням концепції сталого розвитку на державному та муніципальному рівнях повинна стати демонстрація опанування компетентностей та програмних результатів навчання студентами при виконанні

дипломної роботи. При цьому доцільним був би розгляд в дипломній записці питань захисту довкілля. Таким чином випускник реалізує надбані компетентності, що стосуються сталого розвитку та доводить свою компетентність з екологічних питань.

Висновки

Формування екоцентричного типу свідомості молоді для забезпечення екологічно безпечної економіки пов'язане з розробкою та апробацією сучасних навчальних програм з проблем сталого розвитку. Поруч з прищепленням студентам навичок самостійного вирішення техніко-екологічних проблем, треба намагатися навчити їх обґрунтувати свої рішення на основі світових і національних нормативних документів з екологічної безпеки. Досвід НМетАУ та інших ВНЗ України з впровадження екоосвіти для сталого розвитку в навчальний процес безумовно потребує систематизації і подальшого наукового аналізу.

Перелік посилань

1. Вступ до фаху: Підручник / М. О. Клименко [та ін.]. – Херсон : ОЛДІ-ПЛЮС, 2015. – 428 с.
2. Рідей Н. М. Теорія і практика ступеневої підготовки майбутніх екологів : автореф. дис. ... д-ра пед. наук : 13.00.04 / Рідей Н. М. ; Національний університет біоресурсів і природокористування України. – Київ, 2011. – 60 с.

Рукопис надійшов 29.10.2015 р.

УДК 669.1:620.97

Каракаш Є.О. — к.т.н., доцент, Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Дереза С.А. — студент, НМетАУ

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ У ДОМЕННОМУ ВИРОБНИЦТВІ І ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ФІЗИЧНОЇ ТЕПЛОТИ КОЛОШНИКОВОГО ГАЗУ

Питання зниження питомого енергоспоживання при виробництві чавуну актуальні протягом декількох десятиріч [1]. Одним з основних напрямків зниження питомого енергоспоживання є зменшення питомої витрати коксу за рахунок вдування пиловугільного палива (ПВП) та використання вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР). В сучасних умовах роботи доменного цеху найбільш перспективним є використання саме низькопотенційних ВЕР.

Ключові слова: вторинні енергетичні ресурси; тепловий насос; утилізація теплоти; колошниковий газ.

Вступ

Залежно від використовуваної технології і якості ПВП даний захід дозволяє заощадити від 10 % до 40 % споживаного коксу. Якщо раніше споживання коксу при виробництві чавуну становило 500 – 550 кг/т чавуну, то на деяких заводах за рахунок використання ПВП цей показник був знижений до 270 – 237 кг коксу/т чавуну.

Однак, процес підготовки ПВП пов'язаний з рядом технологічних складнощів. В першу чергу це якісна сушка перед вдуванням в піч через повітряні фурми. Для сушки можуть використовувати природний і доменний газ, а також продукти горіння, що відходять від доменного повітрянагрівача, та деякі інші ВЕР, ефективне використання яких, призведе до зниження собівартості виробництва чавуну. Корисно оцінити використання ВЕР на доменних печах у сучасних умовах.

Потенціал складових доменного комплексу щодо використання ВЕР

Якщо розглядати основні складові комплексу доменної печі, то необхідно розглянути у вигляді оцінки теплового балансу наступних об'єктів: 1) доменної печі; 2) системи газоочищення; 3) доменних повітрянагрівачів.

Доменна піч.

Велика частина всієї теплової енергії, що виділяється в шахті та вноситься з гарячим дуттям в доменну піч витрачається: на фізико-хімічні процеси всередині шахти, на зміну ентальпії і плавлення компонентів шихти, на перегрів готового чавуну і шлаку, а також на нагрів теплоносія і зміну його агрегатного стану в системі охолодження, крім того частина теплової енергії відходить з колошниковим газом.

Найбільш реальним джерелом ВЕР є фізична теплота теплового агента системи охолодження, фізична теплота колошникового газу, а також часткове використання теплоти перегрітого рідкого шлаку. Але подібне використання ВЕР практично не застосовується, за винятком рідкого використання котлів-утилізаторів для системи випарного охолодження [2]. Використання фізичної теплоти перегрітого рідкого чавуну є навіть теоретично важко досяжною метою, тому що його перегрів відносно невеликий.

У системах охолодження доменної печі основним тепловим агентом є вода, яка в системах випарного охолодження може бути як в газоподібному так і в рідкому стані. На більшості підприємств для її охолодження використовуються градирні або спеціальні ставки-охолоджувачі без утилізації фізичної теплоти.

Система газоочищення доменної печі.

Основним і єдиним тепловим ресурсом цього об'єкта є фізична теплота колошникового газу. При виході з доменної печі колошниковий газ має температуру від 170 °С до 450 °С, в залежності від особливостей доменної плавки. При цьому температура доменного газу після очищення становить від 15 °С до 65 °С відповідно. Використовувати високу температуру колошникового газу у стандартних теплообмінниках до системи газоочищення важко через значну запиленість (до 20 г/м³). Стандартні теплообмінні апарати практично не можуть працювати при такому вмісті пилу в одному з теплових агентів.

Доменні повітрянагрівачі.

Основним джерелом вторинної теплової енергії є димові гази з температурою 180 – 250 °С, що йдуть з доменних повітрянагрівачів [3]. Ці ВЕР успішно використовуються на багатьох підприємствах, однак і тут є ряд обмежень, які знижують ефективність утилізації фізичної теплоти. Серед яких є умова мінімальної температури диму, що йде з теплообмінника, яка повинна бути не менше 110 – 230 °С, так як точка роси сірчаних кислот, які містяться в димі, знаходиться на цьому рівні. Якщо температура диму впаде нижче вказаного значення, то станеться випадіння крапельної вологи на стінки теплообмінника і це призведе до

кислотної корозії. Приклади подібних явищ спостерігалися на метком-бінаті Запоріжсталь у 2005 році.

Таким чином, можна зробити висновок, що в більшості наведених прикладів використовується лише частина ВЕР [4].

Використання системи теплових насосів та їх розрахунок для умов доменного цеху

У роботі пропонується використання системи утилізації фізичної теплоти на основі теплових насосів і теплових труб. Дана система включає до свого складу проміжний теплоносій і може працювати з низькопотенційними джерелами фізичної теплоти [5].

Одним із пропонованих рішень поставленої задачі є відбір енергії від доменного газу, як до системи газоочищення, так і після неї. При цьому, теплообмінник з проміжним теплоносієм (фреоном або маслом) не обов'язково повинен взаємодіяти безпосередньо з запиленним колошниковим газом, а може бути надійно закріплений на зовнішній поверхні газопроводу відведення колошникового газу. У цьому випадку кількість теплоти яка відбирається від колошникового газу, буде залежати від площі теплообмінної поверхні, сумарних коефіцієнтів теплопередачі від поверхонь до газового середовища на «гарячій» і «холодній» сторонах, а також від теплового опору в місцях контакту трубчатки з поверхнею трубопроводу колошникового газу. В середньому температура колошникового може бути знижена на 70 – 120 °С до входу в систему газоочищення. З іншого боку теплообмінник з проміжним теплоносієм може бути розміщений усередині повітропроводу, що подає повітря на горіння в доменні повітрянагрівачі (ПН). ККД цієї установки може становити 45 – 80 %, що дозволить підвищити температуру гарячого дуття на 10 – 15 °С. При загальному зниженні витрат доменного газу на опалення ВН на 6 – 8 %, середній показник економії питомих енерговитрат в доменному переділі складе близько 0,5 % [6]. При проектуванні запропонованої системи можна виключити установку компресорного устаткування і розширювальних клапанів (які є на всіх системах теплових насосів), а також виключити зміну агрегатного стану проміжного теплоносія. У готовому вигляді це система теплообмінників з проміжним високотемпературним теплоносієм. Але якщо температура на «гарячій» стороні подібної системи нижче 180 – 200 °С, то таке виконання обладнання видається малоперспективним. А для температури доменного газу за системою газоочищення представляється можливим лише використання класичного теплового насоса або теплових трубок. Температура газу після газоочищення становить 40 – 65 °С. Відзначимо, що утилізувати теплоту при менших температурах не має ніякого практичного сенсу.

Нам бачиться, що головним завданням в даному випадку, є не стільки утилізація невеликої кількості фізичної теплоти, а загальне зниження температури доменного газу перед пальниками. Справа в тому, що доменний газ з відносно високою температурою (від 45 °С і вище) має досить велику вологовміст, що знижує його калорійність. У роботі [7] були досить докладно розглянуті дані вмісту води доменного газу на реальних печах в залежності від температури і вплив цих параметрів на кінцеву температуру горіння в ПН. Для утилізації цієї теплоти і зниження температури доменного газу пропонується використовувати тепловий насос з теплоносієм для внутрішнього контуру типу фреон.

Розрахунок роботи теплового насосу в умовах доменного цеху та його основних параметрів згідно [5] відбувався за наступних вихідних даних для випарника охолодження доменного газу:

- холодильний агент: фреон R22;
- температура кипіння холодильного агента: $t_{\text{ф}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- ізобарна теплоємність фреону: $C_p^{\text{ф}} = 0,714 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$;
- температура доменного газу на вході: $t_1 = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура доменного газу на виході: $t_2 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура інею на поверхні випарника: $t_{\text{ін}} = -12 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- початковий вологовміст доменного газу: $d_1 = 250 \text{ г / м}^3$;
- кінцевий вологовміст доменного газу: $d_2 = 54 \text{ г / м}^3$;
- об'ємна витрата доменного газу: $V_{\text{дг}} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ м}^3 / \text{год}$.

У результаті розрахунку визначено, що потужність компресора складає $N = 330 \text{ кВт}$.

Розрахунок конденсатора для нагріву повітря є аналогічним розрахунку випарника. За результатами розрахунку:

- густина теплового потоку: $q = 565 \text{ Вт / м}^2$;
- площа теплопередавальної поверхні апарату: $F_3 = 1219 \text{ м}^2$.

COP – коефіцієнт трансформації, який показує відношення виробленої і теплової енергії до електроенергії, спожитою тепловим насосом. Коефіцієнт також можна визначити відношенням теплопродуктивності конденсатора до потужності гвинтового компресора.

COP теплового насосу визначається як:

$$\eta_{\text{COP}} = \frac{Q_{\text{к}}}{N} = \frac{1378}{330} = 4,2.$$

Розрахувавши COP даного теплового насосу, робимо висновок, що тепловий насос виробляє теплової енергії у 4,2 рази більше, ніж він споживає електроенергії на виконання роботи.

Висновки

Використання системи теплових насосів для зниження питомих енергетичних витрат в умовах доменного цеху є досить перспективним напрямом і може бути застосовано практично на всіх підприємствах де є домені печі.

Список літератури

1. Карп И. Н. Энергосберегающие технологии в металлургии / И. Н. Карп, А. Н. Зайвый // Экотехнологии и ресурсосбережение, 2006 . – С. 13–20.
2. Розенгарт Ю. И. Вторичные энергетические ресурсы черной металлургии / Ю.И. Розенгарт. – К. : Вища школа, 1988. – 328 с.
3. Каракаш Е. А. Рециркуляция уходящих газов в тепловых установках аглодоменного производства / Каракаш Е. А., Грес Л. П. // Acta Metallurgica Slovaca. – 2000. – № 3. – Р. 135–138.
4. Грес Л. П. Новые подходы к созданию высокоэффективных доменных воздухонагревателей / Грес Л. П., Каракаш Е. А., Флейшман Ю. М. // Металлургическая теплотехника. – 2009. – 1 (16). – С. 65–71.
5. Д. Рей. Тепловые насосы / Д. Рей, Д Макмайл. – М. : Энергоиздат, 1982. – 223 с.
6. Каракаш Е. А. Повышение энергоэффективности нагрева доменного дутья на эксплуатируемых доменных печах путем установки системы теплообменников для нагрева компонентов горения и модернизации воздухонагревателей / Каракаш Е. А., Грес Л. П., Флейшман Ю. М. // Металл и литье Украины. – № 5. – 2014.
7. Грес Л. П. Теплообменники доменных печей / Грес Л. П., Карпенко С. А., Миленина А. Е. – Днепропетровск : Пороги, 2012. – 491 с. – ISBN 978-617-518-207-9

Рукопис надійшов 21.09.2015 р.

УДК 662.818

Кравцов С.В. – ассистент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Саввин А.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Сухарева М.В. – ст. преподаватель, НМетАУ

Прокопенко Е.М. – к.х.н., доцент, НМетАУ

Бабенко Л.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ВЫБОРА СВЯЗУЮЩЕГО ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БРИКЕТОВ ИЗ МЕТАЛЛОСОДЕРЖАЩИХ ОТХОДОВ

Процессы брикетирования шламов технологичны, поскольку на качество брикетов влияет не только гранулометрический состав и влажность исходного материала. Выбор связующего зависит от исходного сырья, оборудования и требуемого качества продукта. Определены требования по содержанию активного оксида кальция в извести для использования в качестве компонента шихты. Исследованиями установлено, количественное содержание извести в шихте связано так же и с крупностью материала.

Ключевые слова: брикетирование; связующие; негашеная известь; коэффициент активности; дисперсность.

Введение

Железосодержащие отходы металлургического производства (пыль, шлам, окалина) представляют собой мелкодисперсные смеси сыпучих материалов, поэтому их повторное использование возможно только после процесса окускования. Это является одной из актуальных задач в подготовке металлосодержащих отходов к металлургическому переделу.

Однако даже та незначительная часть отходов, которая используется в качестве вторичного сырья, перерабатывается далекими от совершенства и достаточно затратными технологиями. Использование аглодоменного шлама при производстве агломерата имеет технологический предел не выше 250 кг на 1 т агломерата. А пыль установок сухого тушения кокса – топливо с высоким содержанием углерода – в лучшем случае используется как материал для вспенивания сталеплавильного шлака в электродуговых печах или добавляется к шихте для коксования. Технология брикетирования способна вернуть эти мате-

риалы в металлургический передел в виде железо-углеродсодержащих брикетов, представляющих собой сырье с достаточно высокой рентабельностью. Отличительной особенностью процесса брикетирования является возможность изготовления брикетов из шихтовых смесей, эффективных для основных типов агрегатов металлургического передела.

Использование брикетов позволяет уменьшать расход железорудного сырья (концентрата и окатышей) и доменного кокса в размере до 7 % на 1 т жидкого чугуна. Также брикетирование уменьшает пылегазовые выбросы, образующиеся при традиционных способах подготовки железорудного сырья к плавке (таких как агломерация и производство окатышей) [1].

Постановка задачи

Высокая потребительская ценность брикетов как продукта утилизации тонкодисперсных отходов черной металлургии на переплав в качестве вторичного металлургического сырья неоспорима.

Использование валковых прессов позволяет брикетировать большие объёмы сырья с прогнозируемым (с точностью до 0,5 %) по составу входящих компонентов экологически чистым методом. Такая технология является передовой в области энергосбережения, высоко прогнозируемой по конечному продукту (химсостав и содержанию серы и фосфора).

Связующим для брикетов являются органические (нефтяные битумы, каменноугольные пеки и др.) и неорганические (известь, жидкое стекло, цементы, чугунная стружка, шлак) соединения. Выбор связующего зависит от исходного сырья, оборудования и требуемого качества продукта. От этих же параметров зависит и техника производства брикетов – «холодным» или «горячим» способом. Способы производства отличаются температурным режимом и выбором пресс-оборудования.

В настоящее время большее развитие получило «холодное» брикетирование. Это связано прежде всего с его экологичностью (отсутствием выбросов от нагревательных печей) и экономичностью (нет затрат на топливо), а также с широким распространением качественных связующих, позволяющих получать брикеты с допустимой прочностью.

Брикетирование предусматривает получение компактных материалов с заданными плотностью, прочностью и геометрическими параметрами, путем прессования мелкофракционной шихты. Наиболее широкое распространение в процессах брикетирования отходов горно-металлургического комплекса получили валковые прессы, которые

обеспечивают непрерывность процесса, при этом имеют малые габариты и отличаются низкими энергоемкостью и эксплуатационными расходами по сравнению с другими типами прессов [2,3].

Связующее вещество при этом должно: обеспечивать высокую прочность и хорошую атмосфероустойчивость изделий, а также оптимальные технологические параметры процесса брикетирования (технологичность процесса) и его экономичность; не быть химическим балластом (не «разубоживать» исходный концентрат); не ухудшать металлургические свойства, прежде всего восстановимость; не содержать вредные примеси; не быть дефицитным. Всем вышеперечисленным требованиям отвечает известь.

Следовательно, необходимо оценить известь следующего химического состава %: $\text{CaO} - 94,23$; $\text{MgO} - 1,22$; $\text{SiO}_2 - 0,42$; $\text{Al}_2\text{O}_3 - 0,248$ как отвечающий требованиям по содержанию активного оксида кальция материал. Показатели содержания активного оксида кальция в шихте не влияют на показатели качества негашеной извести, характеризующие ее активность.

Исследованиями различных типов извести установлено, что более представительную оценку активности извести дает показатель, называемый коэффициентом активности (dT), который представляет собой величину повышения температуры суспензии за определенное время гашения (от 5 до 30 с). Это комплексный показатель качества извести, зависящий от активности оксида кальция и его количества в обожженном продукте. Коэффициент активности позволяет более точно оценить интенсифицирующее действие извести на процесс упрочнения брикетов, чем продолжительность и температура гашения извести. При этом условия гашения извести в ходе определения коэффициента активности должны соответствовать условиям производственного процесса.

Результаты работы

Важнейшей количественной характеристикой пористого материала является его пористость, на рис. 1 приведен график зависимости пористости извести от гранулометрического состава.

Из данных графика видно, что увеличение пористости происходит с уменьшением частиц карбоната кальция. Это объясняется увеличением количества зерен в единице объема среды, неплотно прилегающих друг к другу из-за неправильной их формы, и наличием адсорбированных воздушных слоев на поверхности частиц. Кроме этого, существуют поры и в самом материале, куда активно впитывается вода, что способствует активному процессу поглощения жидкости из влагоемких материалов.

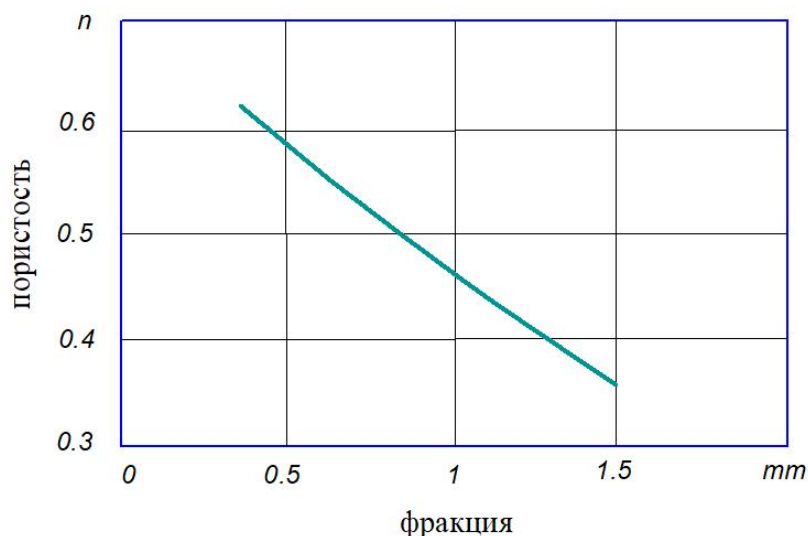


Рис. 1. Залежність пористості матеріала
від його гранулометричного складу

Следовательно, предметом дальнейшего изучения будут являться частицы размером 0,5 мм.

Аналитические исследования активности CaO данной фракции позволят выбрать оптимальные значения количества материала необходимого в процессе брикетирования.

Метод основан на растворимости в сахарном растворе $\text{Ca}(\text{OH})_2$. Сахар играет роль катализатора.

Гидроокись кальция растворяется в растворах сахара гораздо лучше, чем в чистой воде. Образовавшееся $\text{Ca}(\text{OH})_2$ эквивалентно активному CaO, находящемуся в пробе.

Полученное основание оттитровывается раствором щавелевой кислоты (титриметрический анализ). Титриметрический анализ основан на измерении количества реактива, затраченного на реакцию с определяемым компонентом. Основная операция метода – титрование. Это процесс приливания одного раствора, находящегося в бюретке (в нашем случае – 0,1 н щавелевая кислота), к другому раствору (гидроокись кальция) при перемешивании для определения концентрации одного из них.

Из герметично закрытой бюксы отбиралась проба CaO. На аналитических весах взвешивались навески по 1 г. Взятую навеску с помощью воронки переносили в сухую мерную колбу на 250 мл. Пипетками на 100 мл и 50 мл отбирали 150 мл сахарного раствора и помещали его в мерную колбу с навеской извести.

Раствор встряхивали со средней интенсивностью встряхивания в течение 2-х часов. Затем доводили дистиллированной водой до метки. Колбу плотно закрывали резиновой пробкой и тщательно перемешивали переворачиванием колбы.

Полученный раствор фильтровали через фильтровальную бумагу (белая лента). После фильтрования пипеткой отбирали аликвоту 50 мл и переносили в коническую колбу для титрования. Прибавляли 2 – 3 капли фенолфталеина и титровали 0,1 н раствором щавелевой кислоты до исчезновения розовой окраски. Замеряли по бюретке объем титранта, соответствующий точке эквивалентности.

Для расчета брали средний объем 2 – 3 титрований.

В первый день интервал определений составил 60, 90, 120 минут. Далее интервал составил 3-е суток, 9 суток.

Расчет определение активного CaO производили по формуле:

$$\text{CaO} = \frac{A \cdot T \cdot B}{a \cdot c} \cdot 100\% \quad (1)$$

где A – количество щавелевой кислоты, пошедшее на титрование; T – титр раствора $\text{H}_2\text{C}_2\text{O}_4/\text{CaO}$ (T 0,1н $\text{H}_2\text{C}_2\text{O}_4/\text{CaO}=0,0028$); B – разведение пробы (250 мл); a – навеска; c – количество раствора, взятого на анализ [4].

Полученные данные приведены в таблице 1.

Таблица 1

Экспериментальные данные определения активного CaO

Дата, время	Взвешивание		Титрование				CaO, %	CaO _{ср.} , %
	№ определения	Навеска, г	№ определения	$V_{\text{H}_2\text{C}_2\text{O}_4}$, мл	$V_{\text{H}_2\text{C}_2\text{O}_4 \text{ ср.}}$, мл	Аликвота (с), мл		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 день 10:30	1	1,0360	1 1 ¹	56,9 56,8	56,85	50	76,8243	74,9725
	2	1,0722	2 2 ¹	56,0 56,0	56,0		73,1207	
1 день 11:30	3	1,0057	3 3 ¹	60,8 60,8	60,8	50	84,6376	80,3861
	4	1,1502	5 5 ¹	62,5 62,6	62,55		76,1346	
1 день 12:00	5	0,9173	6 6 ¹	43,7 43,6	43,65	50	66,6194	70,8462
	6	1,0266	7 7 ¹	55,00 55,1	55,05		75,0731	
1 день 12:30	7	1,0788	8 8 ¹	49,2 49,2	49,2	50	63,8487	68,3702
	8	0,9901	9 9 ¹	51,5 51,6	51,55		72,8916	

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3 день	9	0,9468	10 10 ¹	43,2 43,2	43,2	50	63,8783	61,0468
	10	1,0095	11 11 ¹	47,9 48,0	47,97		66,5214	
	11	1,0610	12 12 ¹	39,9 40,0	39,97		52,7408	
9 день	12	1,3112	13 13 ¹	55,4 55,3	55,33	50	59,0807	59,1010
	13	1,3064	14 14 ¹	56,1 56,0	56,067		60,0837	
	14	1,2586	15 15 ¹	52,2 52,3	52,27		58,1387	

Установлены средние значения содержания активного СаО за исследуемый период, определен интервал наиболее эффективного применения материала в шихтовой смеси.

Эффективность применения извести зависит от состава шихты: чем больше в шихте мелкодисперсных материалов, тем эффективнее применение извести. Так, добавка 5 % извести в шихту, состоящую из 90 % металлосодержащего шлама, приводит к повышению прочности готовых брикетов на 26 %. В то же время при добавке 3 % СаО в шихту, содержащую 45 % шлама, прочность возрастает на 12 %. Отсюда следует, что оптимальный расход извести в шихту тем выше, чем больше содержание в шихте тонких фракций. Количество извести, расходуемое в шихту, определяется и крупностью самой извести. Порошок извести должен быть мелкодисперсный, такие частицы имеют округлую правильную форму, размер не превышает 5 – 10 мкм. Для достижения оптимального процесса брикетирования при содержании 60 % мелкого железосодержащего компонента (шлама) и высокой дисперсности вводимой извести (90 % класса – 0,074 мм) оказывается достаточным ее содержание в шихте не более 1 %.

Сопоставление полученных значений оптимального содержания извести в шихте с крупностью извести показывает, что, чем мельче известь, тем ниже уровень ее оптимального расхода в шихту. Также важно обеспечить полную гидратацию извести в шихте перед брикетированием; достижение этой цели упрощается в случае использования высокоактивной извести и стабилизации ее физико-химических свойств.

Выводы

Способность негашеной извести к поглощению влаги делает этот вид извести эффективным компонентом в процессе подготовки металлодержащих влажных отходов (12 – 13 %). Экспериментальными исследованиями показана возможность применения для производства сырых и обожженных брикетов из влагоемкого материала с использованием негашеной извести в качестве связующей и осушающей добавки.

Список литературы

1. Охотский В. Б. Использование брикетов в сталеплавильном производстве / В. Б. Охотский // *Металлург, и горноруд. пром-сть.* – 2012. – № 3. – С. 110 –111.
2. Заспенко А. С. Использование брикетов в конвертерном производстве ПАО «ЕВРАЗ-ДМЗ им. Петровского / Заспенко А. С., Шибко А. В., Пищида В. И., Онацкий С. М., Чмырков К. Ф., Шпак В. И. // *Металлург, и горноруд. пром-сть.* – 2012. – № 3. – С. 112 –113.
3. Кокорин В. Н. Прессование деталей и заготовок с использованием механических смесей с различным фазовым состоянием / В. Н. Кокорин. – Ульяновск: УлГТУ, 2009. – 51 с.
4. Горшков В. С. Методы физико-химического анализа вяжущих веществ / В. С. Горшков, В. В. Тимашев, В. Г. Савельев. – М. : Высшая школа, 1981. – 334 с.

Рукопись поступила 27.10.2015 г.

УДК 669.013.5:628.1

Мешкова А.Г. – ст. викладач, Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Романько Я.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Прокопенко О.М. – к.х.н., доцент, НМетАУ

Бабенко Л.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Пульпінський В.Б. – ст. викладач, НМетАУ

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПІДЖИВЛЮВАЛЬНОЇ ВОДИ ДЛЯ БЕЗКОНТАКТНИХ ВІДКРИТИХ ТА ЗАКРИТИХ КОНТУРІВ ОХОЛОДЖЕННЯ В СИСТЕМАХ ВОДОПОСТАЧАННЯ СУЧАСНИХ МЕТАЛУРГІЙНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Досліджено якість підживлювальної води для охолоджуючих безконтактних контурів металургійного підприємства. Вивчено склад установки для водопідготовки, яка існує на підприємстві, етапи обробки води. Визначено середні витрати води в системі на підживлення і продування. На підставі отриманих результатів досліджень схильності циркулюючої води до корозії або утворення відкладень, дані рекомендації щодо поліпшення функціонування системи водопостачання.

Ключові слова: підживлювальна вода; водопідготовка; втрати води; мінеральні відкладення; корозія; реагентна обробка.

Вступ

Наявність на підприємстві оборотної системи водного господарства свідчить про певний рівень його технічного розвитку.

Основні принципи організації систем оборотного водопостачання на підприємстві:

- розробці оборотної системи передують заходи по максимальному зниженню витрат води;
- на підприємстві створюється єдиний комплекс, який об'єднує в собі водопостачання, водовідведення та очищення стічних вод (в цілях повторного їх використання та можливої утилізації отриманих відходів);
- основне джерело водопостачання – очищені виробничі води. Використання свіжої води передбачається тільки для питних потреб, особливих цілей і для поповнення втрат в оборотній системі водопостачання.

Очищення оборотної води на промисловому підприємстві – непросте, але цілком вирішуване завдання. Але підприємство буває

змушене йти на організацію водоочищення в системі оборотного водопостачання в разі підвищених вимог до складу та кількості стічних вод, а також для підтримки працездатності обладнання, на яке безпосередньо впливає надає якість оборотної та підживлювальної води.

Робота присвячена пошуку раціональної схеми обробки підживлювальної води для безконтактних закритих та відкритих контурів з метою підвищення ефективності роботи систем водопостачання сучасних металургійних підприємств, що є актуальним на даний час.

Постановка задачі

Дослідження проводилися на сучасному металургійному підприємстві ТОВ МЗ «Дніпросталь». Установа, яка існує на підприємстві призначена для очищення і охолодження води, що надходить від обладнання сталеплавильного цеху і прокатного стану. Тепло, що відводиться водою безперервного оборотного циклу, розсіюється в навколишній атмосфері шляхом самовипаровування в градирнях і в пластинчастих теплообмінниках. Установа в цілому призначена для мінімізації споживання води.

Метою дослідження є оцінка схильності підживлювальної та циркулюючої в безконтактних контурах води до корозії або утворення відкладень та розробка рекомендацій щодо корегування якості води згідно результатів досліджень.

Оцінка термостабільності води здійснювалася за допомогою індексів Ланжельє та Різнера.

Розрахунок індексів був спрощений підготовкою різних номограм, наведених в справочній літературі [1, 2].

Значення індексів Ланжельє та Різнера наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Значення індексів Ланжельє та Різнера

Індекс Ланжельє	Індекс Різнера	Характеристика розчину
3	3	Надзвичайно високе утворення накипу
2	4	Дуже високе утворення накипу
1	5	Високе утворення накипу
0,5	5,5	Тенденція до утворення накипу
0,2	5,8	Легке утворення накипу
0	6	Стабільний розчин
-0,2	6,5	Дуже легка ступінь корозії
-0,5	7	Легка ступінь корозії
-1	8	Тенденція до корозії
-2	9	Дуже висока корозія
-3	10	Надзвичайно висока корозія

Основна частина досліджень

Контур замкнутого циклу охолоджує кристалізатор і установку МБЛЗ (первинний і третинний контури). Контур складається з однієї батареї теплообмінника, колектора охолодженої води і насосної станції для подачі вода споживачам.

Рівень води в колекторі зберігається автоматично за допомогою датчика рівня і клапанами підживлювальної води з пневматичним приводом. Датчик температури в колекторі контролює температуру охолодженої води. На вході і виході з пластинчастого теплообмінника передбачаються індикатори температури і манометри.

Фільтрат зворотного осмосу використовується в якості підживлювальної води для безконтактного закритого контуру.

Витрати води на первинний контурі МНЛЗ – 550 м³/год, на третинний контур – 282 м³/год, на пластинчастий теплообмінник – 840 м³/год.

Вода, яка циркулює в безконтактних відкритих контурах використовується для охолодження води, що надходить з безконтактних контурів:

- сторони другого контуру пластинчастого теплообмінника закритих контурів;
- обмінників;
- установки стисненого повітря;
- кисневої установки;
- електродугової сталеплавильної печі і відповідних трансформаторів;
- установки газоочистки;
- установки «піч-ківш»;
- вакууматора;
- нагрівальної печі;
- прокатного стану.

Гаряча вода, після вищевказаних споживачів, транспортується в градирню, в якій охолоджується. Накопичена у відстійнику охолоджена вода спрямовується назад споживачам за допомогою насосних станцій.

Випаровування води в градирнях збільшує концентрацію солей в системі, отже, частина води повинна періодично зливатися (продувочна) і для її наповнення потрібна нова вода (підживлювальна).

Витрати та температури води, яка циркулює в цих контурах наведено в таблиці 2.

Охолоджуюча вода, яка надходить з безконтактних відкритих контурів, поступає в випарну градирню з характеристиками, які наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Витрати та температури води, яка циркулює у безконтактних відкритих контурах

Обладнання	Витрати води, м ³ /год	Температура, °С	
		На вході	На виході
Вторинна обмотка пластинчастого теплообмінника	840	30	43
Теплообмінники	115	30	40
Установка стисненого повітря	80	30	40
Киснева установка	550	30	40
ДСП та трансформатор	1530	30	45
Установка газоочищення	1300	30	45
Піч-ківш	220	30	45
Вакууматор	155	30	45
Нагрівальна піч	80	30	40
Прокатний стан та лінії обробки	430	30	37
Лінія катанки та лінія сортового мотання системи Гаррета	330	30	37
Градирня	5310	43	30

Вода, яка використовується в якості підживлювальної, забирається з ріки Дніпро. Вода повинна оброблятися для ефективного функціонування системи водопостачання підприємства.

Пропонується дозування гіпохлориту натрію для окислення заліза (2+) в річковій воді. Вентилятор має вдмухувати повітря в бак для того, щоб сприяти процесу окислення і зберігати воду перемішаною.

Коли температура занадто знижена, насосна станція має подавати воду з бака на плиту теплообмінника для нагрівання річкової води.

Тепла вторинна вода повертається назад в бак.

Друга сторона плити теплообмінника нагрівається водою, яка надходить назад від споживачів сталеплавильного цеху (ДСП, установка газоочистки, ПК, ВД) і після проходження через теплообмінник, ця вода охолоджується в градирні.

Насосна станція перекачує річкову воду в освітлювач, в який дозується вапно, поліелектроліт і коагулянт. Частина шламу, який утворюється, рециркулює в освітлювачі; інша частина перекачується в згущувач .

Оброблена вода збирається в баці, а потім насосна станція перекачує воду в фільтри з завантаженням з активованного вугілля.

Характеристика підживлювальної води перед вапнуванням наведена в таблиці 3.

Таблиця 3

Характеристика підживлювальної води перед вапнуванням

Показник	Кількісне значення	Одиниці вимірювання	Показник	Кількісне значення	Одиниці вимірювання
Температура	15-30	$^{\circ}\text{C}$	Cl^-	60	мг/л
pH	8-8,8		SO_4^{2-}	105	мг/л
Загальний солевміст	800	мг/л	NO_3^-	3	мг/л
Ca^{2+}	280	мг/л	Фторіди	2	мг/л
Mg^{2+}	130	мг/л	Лужність	350	мг-екв/л
$\text{Na}^+ + \text{K}^+$	80	мг/л	Залізо	2-3	мг/л

В таблиці 4 наведено характеристика підживлювальної води після вапнування перед подачею на фільтрию.

Таблиця 4

Характеристика води після вапнування до подачі на фільтри

Показник	Кількісне значення	Одиниці вимірювання	Показник	Кількісне значення	Одиниці вимірювання
Температура	13-25	$^{\circ}\text{C}$	Загальна лужність	100	мг-екв/л
pH	10,5-11		Фторіди	0,2	мг/л
Загальна жорсткість	160	мг-екв/л	Залізо	0,2-0,3	мг/л
Загальний солевміст	400-500	мг/л	SiO_2^{3-}	1	мг/л

Періодична промивка фільтрів зворотним струменем води здійснюється за допомогою насосної станції. Повітря має подаватися електричним вентилятором.

Вода, яка відходить після промивання зворотним струменем води, відправляється в бак.

Фільтрована вода збирається в бак, в який дозується кислота для регулювання pH.

Характеристика підживлювальної води після фільтрів наведена в таблиці 5.

Таблиця 5

Характеристика води після фільтрів

Показник	Кількісне значення	Одиниці вимірювання	Показник	Кількісне значення	Одиниці вимірювання
Температура	12-20	$^{\circ}\text{C}$	Загальна лужність	100	мг/л
pH	10,5-11		Фторіди	0,2	мг/л
Загальний солевміст	400-500	мг/л	SiO_2^{3-}	1	мг/л
Загальна жорсткість	160	мг-екв/л	Залізо	Менш 0,1	мг/л

Фільтрована і оброблена вода надходить до приймача розподілу підживлювальної води для сталеплавильного цеху і прокатного стану.

Подальша обробка має здійснюватися установкою зворотного осмосу для виробництва якісної води, придатної для виробництва пари і для закритих контурів. Ця схема дозволить підвищити якість підживлювальної води, ефективність та термін безперебійної роботи замкнених циклів водопостачання.

Виконуємо приблизну оцінку продувки, втрат підживлювальної води, які пов'язані з випаровуванням в контурі градирни.

Для того, щоб встановити середню величину витрат підживлювальної води і продувки, виконується розрахунок на базі очікуваної середньої температури на вході в градирню.

Втрати на випаровування:

$$EV = \frac{Q(T_1 - T_2)}{R}, \quad (1)$$

де Q – витрати оборотної води, $\text{м}^3/\text{год}$; T_1 – середня температура на вході в градирню, $^{\circ}\text{C}$; T_2 – середня температура на виході з градирні, $^{\circ}\text{C}$; R – ентальпія води, $\text{ккал}/\text{кг}$.

Кількість води на продувку:

$$BD = \frac{EV}{C - 1}. \quad (2)$$

Кількість води на підживлення складе:

$$MU = BD + EV, \quad (3)$$

де NC – коефіцієнт концентрації; DL – втрати на унос дорівнюють приблизно 0,03 % від витрат води; ML – механічні втрати дорівнюють приблизно 0,03 % від витрат води.

$$DL = 0,03 \% * 5640 = 1,65 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$ML = 0,03 \% * 5640 = 1,65 \text{ м}^3/\text{год}$$

Втрати води на випаровування в градирні складуть:

$$EV = \frac{5640 \times (34,7 - 30)}{560} = 47,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Втрати води на продувку:

$$BD = \frac{47,3}{2 - 1} = 47,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Оскільки втрати на винесення і механічні втрати необхідно розглядати як скидання води, то вони повинні відніматися з розрахованого вище значення.

Чиста продувка:

$$NBD = 47,3 - 1,65 - 1,65 = 44 \text{ м}^3/\text{год}.$$

В результаті кількість підживлювальної води на вході в систему безконтактних відкритих контурах має становити:

$$MU = 47,3 + 47,3 = \sim 95 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Оцінювали схильність води до утворення мінеральних відкладень у безконтактних відкритих контурах. Сумарна кількість розчинених речовин, яка знаходиться у воді, що циркулює в контурі – 315 мг/л (за номограмою знаходимо функцію від цієї величини – 0,15) [2].

Максимальна температура води – 50 °C (за номограмою функція від температури дорівнює 1,53) [2].

Максимальна кальцієва жорсткість – 100 мг/л (за номограмою функція від жорсткості дорівнює 1,6) [2].

Максимальна лужність – 70 мг/л (за номограмою функція дорівнює 1,85) [2].

Середнє значення рН циркулюючої води – 8.

$$pH_s = (9,30 + A + B) - (C + D) = (9,30 + 0,15 + 1,53) - (1,60 + 1,85) = 7,5.$$

$$\text{Індекс Ланжельє: } pH - pH_s = 8 - 7,5 = 0,5.$$

$$\text{Індекс Різзара: } 2pH_s - pH = (2 * 7,5) - 8,0 = \sim 7.$$

В безконтактних закритих контурах заздалегідь підготовлена підживлююча вода використовується тільки для компенсації деяких втрат при заміні насосів і кристалізатора. У зв'язку з цим, пов'язані з корозією проблеми, звичайно ж, є найбільш важливими. Періоди циркуляції води досить тривалі, що може призвести до накопичення продуктів корозії, якщо корозія не регулюється ефективно. Головним чином, обробка завжди націлена на уповільнення процесу корозії; більш того, даний контур дає можливість використовувати матеріали, що вловлюють розчинений кисень, запобігаючи, тим самим, будь-яким реакціям окислення.

Основна проблема, пов'язана з безконтактними відкритими контурами полягає в тому, що оборотна вода концентрується за рахунок випаровування, отже, солі, що містяться в ній, будуть утворювати нерозчинний осад. Саме з цієї причини виникають відкладення, утворення накипу і корозія.

Висновки

1. Характер зміни значення індексу Ланжельє у воді закритих та відкритих безконтактних контурах в залежності від показників концентрації показує незначну схильність води до утворення відкладень в закритих контактних контурах. Значення індекса Різзара вказує на воду, яка схильна до помірного утворення накипу. Таким чином, в цих умовах циркулююча вода не викликає проблем з корозією; легка схи-

льність до накипу може бути скорегована за допомогою використання відповідних хімічних реагентів для водопідготовки.

2. Для води безконтактних закритих контурів пропонується спільна обробка нітритами і диспергуючими агентами, або обробка води нітритами і спеціальними кремніймісткими реагентами.

3. Для води відкритих безконтактних контурів пропонується комбінація полімерних фосфонатно-молібдатних диспергаторів, які дозують в продувочну воду або комбінація органічних фосформістких і акрилових інгібіторів, дозованих пропорційно витраті в продувочну воду.

Список літератури

1. Николадзе Г. И. Подготовка воды для питьевого и промышленного водоснабжения / Г. И. Николадзе, Д. М. Минц, А. А. Кастальский . – М. : Высшая школа, 1984. – 368 с.

2. Волков А. И. Большой химический справочник / А. И. Волков, И. М. Жарский. – Минск : Современная школа, 2005. – С. 526 – 527.

Рукопис надійшов 01.11.2015 р.

УДК 628.196

Мєшкова А.Г. – ст. викладач, Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Саввін О.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Кравцов С.В. – асистент, НМетАУ

Сухарева М.В. – ст. викладач, НМетАУ

Матухно О.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВІДКРИТИХ КОНТАКТНИХ КОНТУРІВ ОХОЛОДЖЕННЯ ТОВ МЗ «ДНІПРОСТАЛЬ»

Проведено дослідження якості води контактних охолоджуючих контурів ТОВ МЗ «Дніпросталь». Оцінена схильність циркулюючої води до корозії та утворення відкладень. Надані рекомендації щодо поліпшення якості води, що циркулює в контурі, згідно з результатами досліджень.

Ключові слова: контактний контур; індекс Ланжельє; термостабільність; індекс Різнера; гексаметафосфат натрію.

Вступ

Питанням дбайливого використання природних ресурсів приділяють значну увагу все більше виробників промислової продукції. Такий підхід ініціює процес створення систем замкнутого та оборотного водопостачання в промисловості. Зараз на сучасних підприємствах, яким є ТОВ МЗ «Дніпросталь», оборотне водопостачання – це невід'ємна частина технологічного процесу виробництва. При цьому на підприємстві створюється єдиний комплекс, який об'єднує в собі водопостачання, водовідведення та очищення стічних вод (з метою повторного їх використання та можливої утилізації отриманих відходів).

Системи очищення оборотної води орієнтовані на вирішення таких основних проблем, що виникають в системах оборотного водопостачання, як утворення накипу і різних відкладень, корозійні процеси і біологічне обростання, забруднення оборотної води солями, продуктами корозії і пилом. Від раціонального вирішення цих проблем залежить ефективність функціонування систем оборотного водопостачання.

Таким чином, очищення оборотної води, що охолоджує і оборотної води, що транспортує домішки, вимагає комплексного підходу.

Для видалення з оборотної води накопичених забруднень використовують продування, фізико-хімічні методи, додавання в воду реагентів та біоцидів для корекційної та стабілізаційної обробки, а також мембранні методи часткового або повного знесолення води.

Раціональне обрання методів обробки води згідно з умовами конкретного підприємства є актуальною задачею сьогодення.

Постановка задачі

Проблеми, які пов'язані з корозією та утворенням відкладень виникають у всіх можливих контурах охолодження, однак вони спостерігаються в найбільшій мірі при контакті забрудненої води з оброблюваним матеріалом.

Контактні контури охолодження на підприємстві ТОВ МЗ «Дніпросталь» використовуються для охолодження води, що вступає в контакт зі сталлю, виробленою в МБЛЗ і прокатою в прокатному стані.

У цих контурах в робочому режимі виникає найбільша кількість проблем внаслідок контакту із забруднюючими речовинами, такими як масла, оксид заліза, зважені речовини, що призводить до збільшення корозії, забрудненню поверхні неорганічними речовинами і активному біологічному обростанню. Це призводить до зменшення, а то й до повного блокування надходження потоку води до форсунок, з катастрофічними наслідками для характеристик готового продукту.

Важливе значення має правильне управління різними компонентами, що входять до складу контуру (відстійник для окалини, масловіддільники, фільтри) з метою обмеження рівня концентрації перерахованих вище забруднюючих речовин до таких значень, які можуть легко регулюватися за допомогою правильно обраних режимів хімічної обробки води.

Ланжелє запропонував використовувати розроблену ним формулу для оцінки термостабільності розчину. Формула заснована на визначенні ступеня насичення розчину карбонатом кальцію. Нестабільність розчину призводить або до утворення накипу або до корозії. Рівняння виражає вплив рН, кальцію, загальної лужності, розчинених речовин і температури, коли вони визначають співвідношення між розчинністю карбонату кальцію для вод в діапазоні від 6,5 до 9,5 рН.

Формула індексу Ланжелє:

$$pH_s = (pK_2 - pK_s) + pCa + pAlk. \quad (1)$$

Ліва сторона рівняння представляє рН, при якому вода з даними вмістом кальцію і лужністю знаходиться в рівновазі з карбонатом кальцію. Значення K_2 і K_s позначають другу константу іонізації і, відпо-

відно, постійну іонного добутку для карбонату кальцію. Ці значення є функціями температури і загального вмісту мінеральних речовин. Їх значення для будь-якої даної умови можуть бути обчислені з відомих термодинамічних констант. Значення кальцію і лужності є доповненням логарифма відповідних їх концентрацій.

Формула для визначення індексу насичення:

$$I_H = pH - pH_s. \quad (2)$$

Цей індекс є якісним визначенням впливу карбонату кальцію на відкладення або розчинення. Якщо індекс позитивний, то карбонат кальцію має тенденцію до утворення відкладень. Якщо індекс негативний, карбонат кальцію має тенденцію до розчинення відкладень та корозії. Якщо індекс дорівнює нулю – це стан рівноваги системи.

Розрахунок pH_s був спрощений підготовкою різних номограм, наведених в довідковій літературі [1, 2].

Для визначення індексу Ланжелєс необхідні наступні параметри:

- pH (водневий показник) при температурі $25^\circ C$;
- TDS в мг/л або провідність розчину (в mS/m), що помножена на 7;
- температура розчину в градусах Цельсія;
- жорсткість води за карбонатом кальцію (Ca^{2+}) в мг/л;
- лужність за HCO_3^- в мг/л.

Індекс насичення, проте, вимірює тільки тенденцію або рушійну силу води. Він не може бути використаний в якості кількісної міри. Два різних види води, одна зі зниженою жорсткістю і, отже, корозійна, а інша – з підвищеною жорсткістю і, отже, формує накип, можуть мати той же самий індекс насичення.

Ґрунтуючись на коефіцієнтах розрахунку індексу Ланжелєс, Різнер запропонував свою формулу розрахунку стабільності розчину.

Індекс стабільності:

$$I_C = 2(pH_s) - pH_a. \quad (3)$$

Значення індексів, що розраховані на підставі досліджених параметрів якості води, дозволять дати правильні рекомендації щодо обрання оптимального режиму обробки циркулюючої води.

Основна частина досліджень

Вода, яка надходить з нагрівальної печі та прокатного стану, переноситься по шламовому каналу в яму для окалини, в якій зважені частки грубої фракції видаляються з води підйомним механізмом і підводним цебром. Злита з ємності вода тече в суміжний з ямою для окалини відстійник і через глибинні насоси спрямовується в пристрій для освітлення. Видалення окалини забезпечується насосом, в той час

як видалення масла здійснюється масловіддільником. У пристрої для освітлення зважені частки осідають на дні, в той час як масло видаляється масловіддільником, збирається в колекторах і періодично видаляється на поховання. Окалина, що осіла, повинна періодично видалятися з резервуара під час планових зупинок. Освітлена вода переливається з відстійника в суміжний бак. Вода, яка впливає з розпилювачів МБЛЗ і вода контактного охолодження машини переміщується через інший канал для зливу окалини в яму для окалини, в якій відділяється шлам грубої фракції. Яма для окалини забезпечується підводним цебром і підйомним механізмом для періодичного збору окалини, яка накопичується на дні ями для окалини. Злита вода тече в суміжний з ямою для окалини резервуар, в який переміщається також злита насосною станцією вода. В схемі забезпечується наявність масловіддільника для видалення масла з поверхні води у бак насосів.

Охолоджуюча вода, яка надходить з процесу термозміцнення, накопичується в резервуарі. Насос спрямовує накопичену в резервуарі воду і воду, що надходить з ями для окалини МБЛЗ, в пристрої для освітлення води, для охолодження прокатного стану і резервуара в групу фільтрів. Фільтри утримують дрібну окалину і масло, що залишилися, а потім вода під тиском досягає градирні.

Коли вода охолоджена до необхідної температури, вона накопичується у відстійнику і відправляється назад споживачам за допомогою призначеної для цього насосної станції.

Періодична промивка зворотним струменем перекритих кварцовим піском фільтрів здійснюється водою і повітрям: насосна станція поставляє воду, в той час як повітря поставляється з повітродувки. Вода, яка використана для промивання фільтра зворотним струменем, самопливом переміщається в шламівідстійник. Цей шламівідстійник отримує воду з системи фільтрів високого тиску і шлам з установки водопідготовки підживлювальної води.

У шламівідстійниках осіданню шламу сприяє відповідний агент, що флокує, який додається до води за допомогою дозатора. Лезо скребка рухомого моста збирає шлам, що осів на дні, до центральної ділянки згущення. Звідси згущений шлам автоматично завантажується і відправляється на поховання. Освітлена вода повертається назад в резервуар. Рівень води у всіх резервуарах підтримується автоматично за допомогою системи реле рівня.

Резервуар градирні обладнаний датчиком температури для вимірювання температури холодної води і визначення необхідної кількості прогонів охолоджуючих вентиляторів.

Вода продувки безконтактних відкритих контурів використовується в якості підживлювальної води.

Випаровування води в градирні збільшує концентрацію солей в системі, отже, частина води повинна періодично зливатися, а градирню необхідно заповнювати свіжою водою (підживлюючою).

Конструкція установки включає також систему для хімічної обробки оборотної води. У цьому контурі циркулює охолоджуюча вода, яка вступає в контакт зі сталлю. Використана в якості охолоджуючої рідини вода несе певну кількість окалини і частинок масла. Окалина і масло відокремлюються від води при наступній обробці.

Для теплового контуру потрібна вода з властивостями, які наведені в таблиці 1.

Таблиця 1
Витрати та температури води, яка циркулює у контактних контурах охолодження

Обладнання	Витрати води, м ³ /год.	Температура, °С	
		На вході	На виході
Вторинне розпилення МБЛЗ	3000	35	55
Третинний відкритий контур МБЛЗ	50	35	55
Прокатний стан та нагрівальна піч	600	35	43
Процес термозміцнення	920	35	43
Швідкисний дрововий блок	290	35	43

Вода з системи МБЛЗ доставляється в яму для окалини 1 з характеристиками, що наведені в таблиці 2. Вода, яка надходить з прокатного стану та нагрівальної печі доставляється в яму для окалини 2, а звідси – в освітлювач. Характеристика цієї води приведена в таблиці 2. Резервуар може прийняти воду, що надходить з процесу термозміцнення, і вона має характеристики, наведені в таблиці 2. Шламовідстійник отримує воду після промивання фільтрів зворотним струменем і шлам, що надходить з усієї установки. Освітлена вода відправляється в резервуар і має властивості, наведені в таблиці 2.

Таблиця 2
Характеристика води контактних контурів охолодження

Обладнання	Кількість мастил, мг/л		Витрати води, м ³ /год.	Максимальна температура, °С	Максимальна кількість зважених речовин, мг/л	
	На вході	На виході			На вході	На виході
Яма для окалини 1	5	3	350	55	1100	70
Яма для окалини 2	7	5	680	43	950	200
Освітлювач	5	3	680	43	200	70
Приймач	5	3	920	43	950	200

Схема обробки води контактних контурів охолодження наведена на рисунку 1.

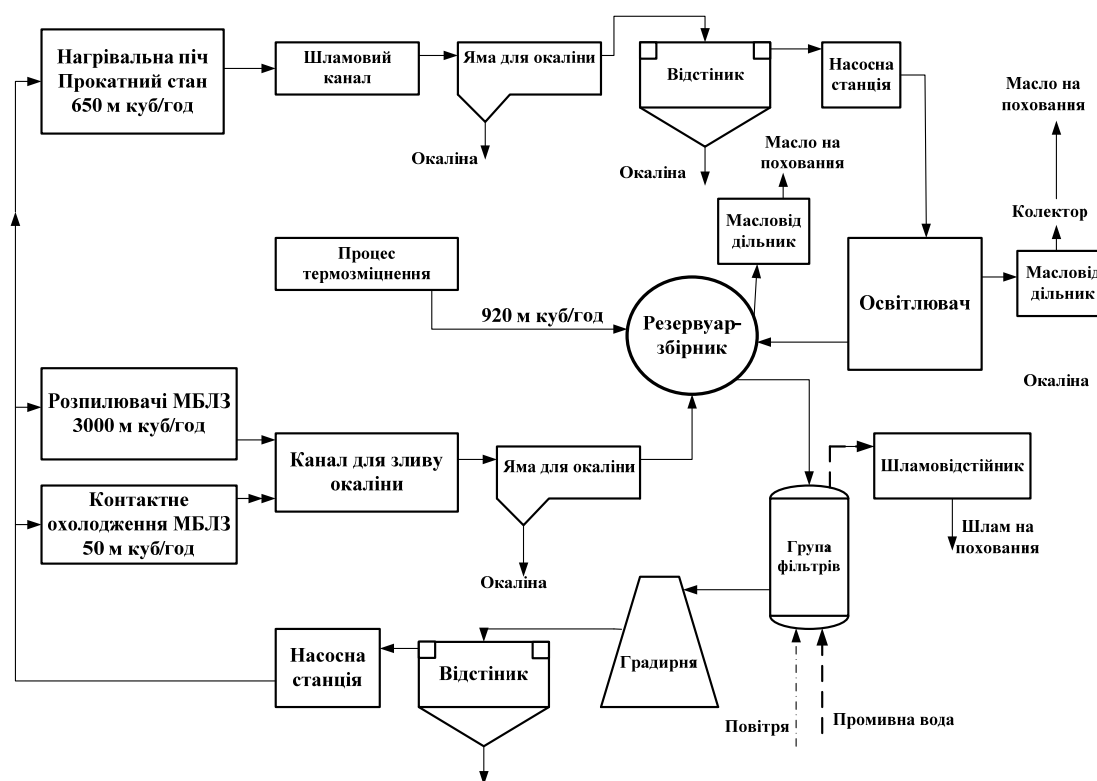


Рис. 1 Обробка води контактних контурів охолодження

Показники якості води контактних контурів наведені в таблиці 3.

Таблиця 3

Перевірка схильності води контактних контурів до утворення накипу

Контури	Відкриті контактні контури	Контур охолодження конденсатора
Показники якості води		
Розчинені речовини, мг/л	545	140
Максимальна температура, °C	50	52
Максимальна жорсткість, мг-екв/л	180	5
Максимальна лужність, мг-екв/л	120	80
pH	8	8
Індекс Ланжелє	0,9	-1,1
Індекс Різнера	1,0	0,2

Сумарна кількість розчинених речовин, які знаходяться у воді відкритих контурів – 545 мг/л (за номограмою функція від цієї величини дорівнює 0,17) [1 – 3].

Максимальна температура води – 50 °C (за номограмою функція дорівнює 1,53) [1 – 3].

Максимальна кальцієва жорсткість – 180 мг/л (за номограмою

функція дорівнює 1,86) [1, 2].

Максимальна лужність – 120 мг/л (за номограмою функція від лужності дорівнює 2,08) [1, 2].

Середнє значення рН – 8.

$$\begin{aligned} \text{pH}_s &= (9,30 + A + B) - (C + D) = \\ &= (9,30 + 0,17 + 1,53) - (1,86 + 2,08) = 7,06. \end{aligned}$$

Індекс Ланжельє: $\text{pH} - \text{pH}_s = 8 - 7,06 = 0,9$.

Індекс Різнера: $2\text{pH}_s - \text{pH} = (2 \times 7,06) - 8 = \sim 6,1$.

Сумарна кількість розчинених речовин, які знаходяться у воді контуру охолодження конденсатора – 140 мг/л (за номограмою функція дорівнює 0,11) [1, 2].

Максимальна температура води – 52 °С (за номограмою функція від температури дорівнює 1,5) [1, 2].

Максимальна кальцієва жорсткість – 5 мг/л (за номограмою функція від жорсткості дорівнює 0,3) [1, 2].

Максимальна лужність – 80 мг/л (за номограмою функція від лужності дорівнює 1,51) [1, 2].

Середнє значення рН – 8.

$$\begin{aligned} \text{pH}_s &= (9,30 + A + B) - (C + D) = \\ &= (9,30 + 0,11 + 1,50) - (0,3 + 1,51) = 9,1. \end{aligned}$$

Індекс Ланжельє: $\text{pH} - \text{pH}_s = 8 - 9,1 = -1,1$.

Індекс Різнера: $2\text{pH}_s - \text{pH} = (2 \times 9,1) - 8,5 = \sim 10,2$.

Висновки

1. Характер зміни індексу Ланжельє в залежності від показників концентрації показує легку схильність води контактних контурів до утворення відкладень. Індекс Різнера вказує на воду з незначною схильністю до утворення накипу. В цих умовах циркулююча в контактних контурах вода не викликає проблем з корозією; схильність до утворення накипу коригується за допомогою відповідних відомих хімічних реагентів для водопідготовки.

2. В контурі охолодження конденсатора згідно з результатами досліджень зворотна вода може викликати проблеми з корозією. Необхідне коригування якості води з використанням відповідних хімічних реагентів для водопідготовки. Результати досліджень також показують, що циркулююча в контурі охолодження вода немає ніякої тенденції до утворення накипу. Отже проблема корозії в даному контурі у зв'язку з цим ще більше зростає.

3. Для ефективного вирішення проблем функціонування контактних контурів рекомендується проводити корекцію показників якості циркулюючої води за допомогою інгібіторів корозії на основі поліфосфатів (гексаметафосфату натрію, триполіфосфату натрію) та контролювати швидкість утворення відкладень і корегувати якість води за допомогою фосфатів широкого спектра дії, що додаються пропорційно витратам продувочної води або, як варіант, можливо додавання тільки одного реагенту.

Список літератури

1. Волков А. И. Большой химический справочник / А. И. Волков, И. М. Жарский. – Минск : Современная школа, 2005. – 608 с.
2. Валкіна О. М. Хімія води та мікробіологія : Навчальний посібник / О. М. Валкіна, С. А. Вернєзі, В. П. Хоружий. – Сімферополь : ВД «АРІАЛ», 2011. – 246 с.
3. Кульский Л. А. Химия воды: физико-химические процессы обработки природных и сточных вод / Л. А. Кульский, В. Ф. Накорчевская. – Киев: Вища школа, 1983. – 239 с.

Рукопис надійшов 03.11.2015 р.

УДК 669.046

Пульпинский В.Б. — ст. преподаватель, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Усенко А.Ю. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Шемет Т.Н. — ст. преподаватель, НМетАУ

Иринина А.А. — студентка, НМетАУ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАГРЕВА ЗАГОТОВОК В МЕТОДИЧЕСКИХ ПЕЧАХ

В работе представлены сведения об использовании приближенного аналитического метода (ПАМ) для математического моделирования процесса нагрева металла в проходной многозонной печи методического типа. Приведен алгоритм расчета нагрева цилиндрических заготовок в топливной нагревательной печи методического типа приближенно аналитическим методом.

Ключевые слова: методическая печь; математическая модель; нагрев металла; алгоритм расчета.

Введение

Для расчета нагрева металла в существующих печах, наряду с методом тепловой диаграммы, используют численные и численно-аналитические методы (ЧАМ). Численные методы требуют большого объема подготовительной работы и вычислений и соответственно ЭВМ большой мощности. ЧАМ, также как и численный метод, требует применения ЭВМ, но объем подготовительной работы и вычислений при этом, как правило, меньше [1 и 2].

В данной статье рассматривается использование приближенного аналитического метода (ПАМ) для математического моделирования процесса нагрева цилиндрических заготовок в многозонной печи методического типа. ПАМ основан на использовании аналитического решения задачи нагрева тел простой формы при граничных условиях II рода [3].

Математическая модель процесса нагрева металла

При моделировании процесса нагрева металла в любой топливной нагревательной печи должны быть рассчитаны 4 модуля (блока), а именно:

1. Расчет горения топлива, целью которого является определение низшей теплоты сгорания топлива, Q_n , кДж/м³; удельного действи-

тельного расхода воздуха, $L_{п}, \text{м}^3/\text{м}^3$; количества, $V_{д}, \text{м}^3/\text{м}^3$ и состава продуктов горения, %; зависимости теплоемкости продуктов горения (дымовых газов) от температуры, $c_{д}, \text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

2. Расчет теплообмена в рабочем пространстве печи, целью которого является определение приведенного коэффициента излучения, отнесенного к температуре печи, $C_{печ}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}^4}$; средней эффективной длины луча, $S_{эф}, \text{м}$.

3. Расчет нагрева металла, целью которого является определение температурного поля заготовки в любой момент времени.

4. Тепловой баланс и определение расходов топлива по зонам печи.

Алгоритм расчета нагрева металла

Для расчета нагрева металла необходимы следующие основные исходные данные: размеры рабочего пространства печи; количество и длина зон по ходу движения металла; темп выдачи заготовок, T , шт/ч; емкость печи, E , шт; температура посадка заготовки, t_n , °С; температура печи по зонам регулирования, $t_{печ.з}$, °С; температура подогрева воздуха горения, t_b , °С; размеры заготовок; теплофизические свойства стали, а также результаты расчета 1 и 2 блока математической модели. Дополнительными исходными данными для расчета нагрева цилиндрической заготовки с использованием ПАМа являются: корни характеристического уравнения $J_1(\mu) = 0$ ($\mu_1 = 3,8317$ и $\mu_2 = 7,0156$); функции Бесселя нулевого порядка ($J_0(\mu_1) = -0,403$, $J_0(\mu_2) = 0,3$), а также количество интервалов (периодов) нагрева, N .

В целом порядок расчета нагрева металла в многозонной печи методического типа имеет следующий вид.

1. Определяют общее время нагрева, $\tau = E/T \cdot 3600$, и продолжительность интервала (периода) нагрева, $\tau_i = \tau/N$, с.

2. Определяют расчетный размер нагреваемой заготовки [4].

3. Выполняют расчет нагрева металла по интервалам, начиная с методической зоны для чего:

3.1. Задаются:

- расходом дымовых газов в методической зоне, $V_{пг}^*, \text{м}^3/\text{с}$;
- температурой уходящих дымовых газов из печи, $t_{yx}^*, ^\circ\text{С}$;
- средней плотностью теплового потока в интервале (периоде) нагрева, $\bar{q}_1^*, \text{Вт}/\text{м}^2$;

3.2. Определяют теплофизические свойства стали по среднemasсовой температуре заготовки в начале интервала нагрева;

3.3. Определяют число Фурье в интервале Fo_i ;

3.4. Определяют приведенный коэффициент излучения, отнесенный к температуре газа, в начале интервала, $C_{гi}$ [5];

3.5. Определяют плотность теплового потока в начале интервала

$$\text{для 1-го интервала } q_{н1} = C_{г1} \cdot \left[\left(\frac{T_{yx}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{пн}}{100} \right)^4 \right];$$

для $i = 2 \dots N$ -го интервала $q_{hi} = q_{ki-1}$;

3.6. Определяют сумму членов ряда для поверхности и центра заготовки в интервале по формулам для цилиндра бесконечной длины:

$$S_{пi} = \frac{4}{\mu_1^2 \cdot \exp(\mu_1^2 \cdot Fo_i)} + \frac{4}{\mu_2^2 \cdot \exp(\mu_2^2 \cdot Fo_i)};$$

$$S_{цi} = \frac{4}{\mu_1^2 \cdot J_0(\mu_1) \cdot \exp(\mu_1^2 \cdot Fo_i)} + \frac{4}{\mu_2^2 \cdot J_0(\mu_2) \cdot \exp(\mu_2^2 \cdot Fo_i)};$$

3.7. Определяют температуры металла в конце интервала, °C:

– температура поверхности заготовки

$$t_{пki} = t_{цni} + \frac{\bar{q}_{cp,i} \cdot R}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \left(4 \cdot Fo_i + \frac{1}{2} - S_{п,i} \right) + \Delta t_{hi} \cdot \left(\frac{1}{2} + S_{п,i} \right);$$

– температура центра заготовки

$$t_{цki} = t_{цni} + \frac{\bar{q}_{cp,i} \cdot R}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \left(4 \cdot Fo_i - \frac{1}{2} - S_{ц,i} \right) + \Delta t_{hi} \cdot \left(\frac{1}{2} + S_{ц,i} \right);$$

– среднemasовая температура заготовки

$$\bar{t}_{mki} = t_{цni} + \frac{\bar{q}_{cp,i} \cdot R \cdot 2 \cdot Fo_i}{\lambda_i} + \Delta t_{hi} \cdot 0,5;$$

3.8. Определяют температуру дымовых газов в конце ла, °C

$$t_{гki} = t_{гni} + \frac{P \cdot c_{mi} \cdot (\bar{t}_{mki} - t_{hi}) \cdot 1,05}{c_{дi} \cdot V_{пг}},$$

здесь 1,05 – коэффициент, учитывающий потери теплоты из методической зоны; P – производительность печи, кг/с;

3.9. Определяют приведенный коэффициент излучения, отнесенный к температуре газа и плотность теплового потока в конце интервала;

3.10. Уточняют среднюю плотность теплового потока в интервале и сравнивают с задаваемым значением. Если уточненное значение отличается от задаваемого в пункте 3.1 больше чем на принятую погрешность, то задаются новым значением средней плотности теплового

го потока в интервале и повторяют расчет с пункта 3.7, иначе переходят к следующему пункту расчета;

3.11. Определяют температуру печи в конце интервала;

3.12. Выполняют расчет нагрева металла в следующем интервале.

4. Выполняют расчет по интервалам в отапливаемых зонах.

В отапливаемых зонах температура дымовых газов принимается одинаковой по всему объему зоны. Для 1-ой отапливаемой зоны температура газов равна температуре продуктов сгорания в конце последнего интервала нагрева в методической зоне. Для остальных зон регулирования температуры печи температуру дымовых газов определяют итерационным способом. В остальном алгоритм расчета нагрева металла в зоне регулирования температуры печи аналогичен порядку расчета в методической зоне. Если расчетная температура печи в конце конкретного интервала первой отапливаемой зоны отличается от заданной по технологии на определенную погрешность, то перезадаются температурой уходящих продуктов сгорания из печи и повторяют расчет с пункта 3.5, иначе переходят к следующему пункту расчета.

5. Выполняют расчет нагрева металла в переходной зоне.

Переходная зона в проходной печи представляет собой участок нагрева, который является неотапливаемым и расположен между двумя зонами регулирования температуры печи.

6. Определяют расход топлива в отапливаемых зонах печи.

Определять расхода топлива начинают с последней зоны по ходу движения металла. Для этого составляют тепловой баланс для каждой зоны регулирования температуры печи. Порядок расчета расхода топлива по зонам имеет следующий вид:

6.1. Определяют потери из рабочего пространства печи в зоне;

6.2. Определяют теплоту, усвоенную металлом в зоне;

6.3. Определяют коэффициент использования теплоты топлива в зоне;

6.4. Определяют расход топлива в зоне регулирования температуры печи;

6.5. Определяют расход продуктов сгорания, уходящих из зоны печи.

Если расчетное значение расхода продуктов сгорания, уходящих из печи, отличается от заданного в пункте 3.1 на определенную погрешность, то перезадаются расходом дымовых газов, уходящих из печи и повторяют расчет с пункта 3.8, иначе поверочный расчет печи считают окончанным.

Список литературы

1. Пульпинский В. Б. Упрощенный численно-аналитический метод расчета нагрева тел правильной формы // Труды XVI международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии». – Днепропетровск. – 2011. – С. 176–177.
2. Губинский В. И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. – М. : Машиностроение, 1995. – 255 с.
3. Тайц Н. Ю. Технология нагрева стали. – М. : Metallurgizdat, 1962. – 568 с.
4. Губинский В. И., Пульпинский В. Б., Клевцур О. Ю. Нагрев тел сложной формы с использованием метода эквивалентного размера // Труды XVI международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии». – Днепропетровск. – 2011. – С. 66–67.
5. Румянцев В. Д. Теория тепло- и массообмена : Учебное пособие. – Днепропетровск : Пороги, 2006. – 532 с.

Рукопись поступила 11.10.2015 г.

УДК 536.33

Романько Я.В. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Решетняк И.Л. — к.т.н., доцент, Украинский государственный химико-технологический университет

Сибирь А.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Мешкова А.Г. — ст. преподаватель, НМетАУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕНОСА СОЛНЕЧНОГО ИЗЛУЧЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ГОРОДСКОЙ ЗАСТРОЙКИ

На основе зонального метода расчета рассмотрена математическая модель, позволяющая рассчитывать значения потоков прямого и рассеянного солнечного излучения в условиях типичной городской застройки. Модель позволяет учитывать различие отражательных способностей участков поверхностей, а также влияние расположения и размеров деревьев разного типа на экранирование прямого и рассеянного солнечного излучения. Для выбранных характерных значений определяющих параметров получены распределения лучистых потоков на поверхности зданий и дорожного покрытия.

Ключевые слова: солнечное излучение; теплообмен; зональный метод.

Введение

Микроклимат в условиях городской застройки существенно зависит от распределения потоков солнечного излучения, что представляет собой сложную задачу, зависящую от многих факторов. Интенсивность солнечной радиации для каждого рассматриваемого участка зависит от его географического расположения, геометрических и других факторов и определяется по специальным методикам [1]. В условиях Украины доля диффузной (рассеянной) составляющей излучения высока и изменяется от 21 % летом до 60 % зимой [2]. Также существенное влияние на процесс переноса солнечной радиации может оказывать отражение от поверхностей зданий и сооружений. Для учета перечисленных факторов разрабатываются различные математические модели разной степени сложности, например [3 – 5]. Одним из перспективных подходов, позволяющих построить достаточно простую модель, учитывающую влияние наиболее существенных факторов, является применение зонального метода расчета. Получаемые значения потоков солнечного излучения для зон системы могут в дальней-

шем быть просто использованы для расчетов распределения температур поверхностей и определения теплового баланса участка городской застройки в целом.

Постановка задачи

Характерная схема городской застройки в виде участка улицы, включающего два ряда параллельно расположенных зданий и участок дороги между ними, показан на рис.1. Он также включает ряд деревьев, расположенных на одном расстоянии от зданий вдоль дороги.

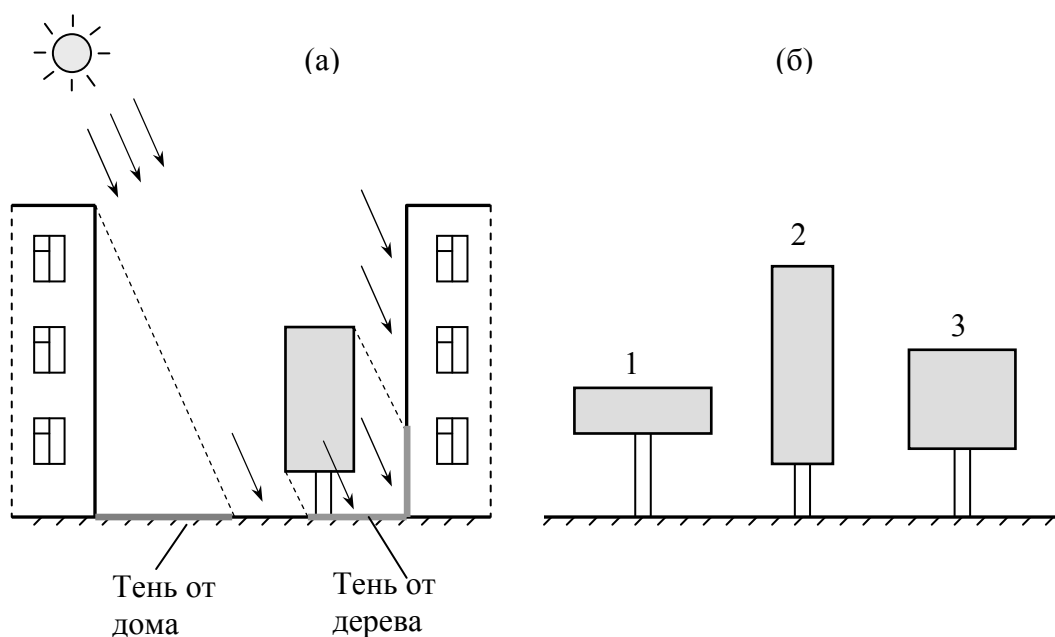


Рис. 1. Схема потоков солнечного света в участке жилой застройки (а) и схемы типов крон деревьев (б): 1 – зонтичный, 2 – пирамидальный, 3 – овальный

Влияние деревьев на экранирование солнечного излучения зависит от их вида и размеров. Для учета этих факторов в модели выделено три характерные схемы типов крон деревьев, показанные на рис. 1, б. В каждой схеме вертикальное сечение дерева имеет вид прямоугольника. Способность дерева частично пропускать солнечное излучение учитывается с помощью задания его пропускательной способности D .

Рассматривается задача нахождения потоков солнечного излучения в области, которая образована тремя плоскими твердыми поверхностями, как показано на рис. 2, а.

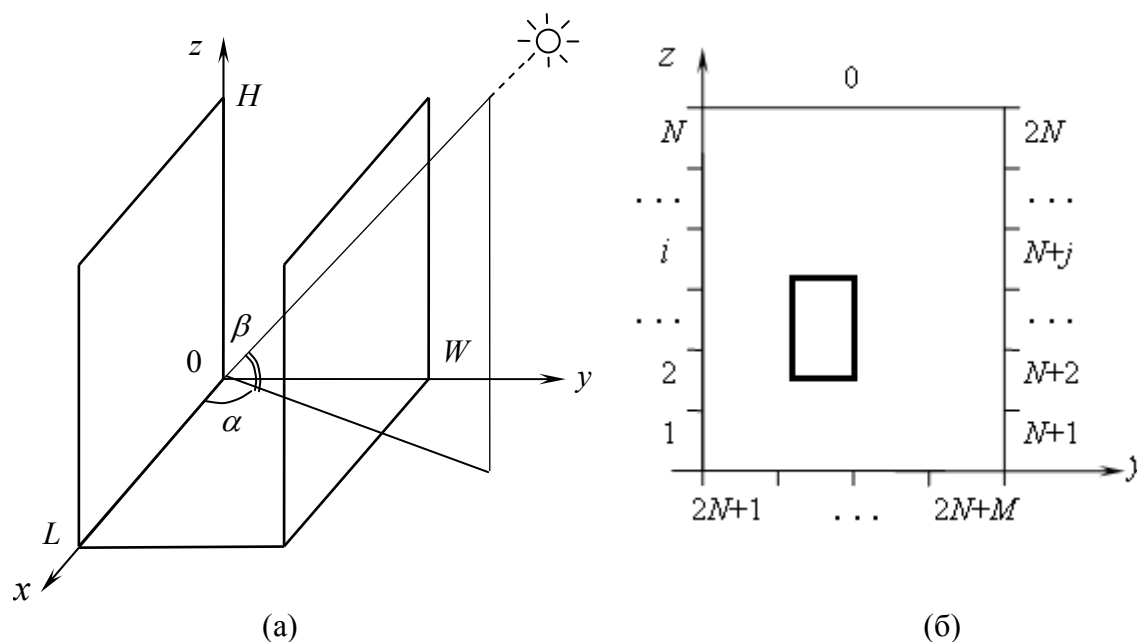


Рис. 2. Схема участка застройки (а) и ее зональное представление (б)

Боковые взаимно параллельные грани в модели представляют наружные поверхности зданий или сооружений, а нижняя плоская грань – поверхность дорожного покрытия. Рассматриваемый участок имеет три характерных размера: ширину W , высоту H и длину L . Положение солнца определяется горизонтальной системой координат, в которой задается угол β , определяющий высоту солнца над горизонтом, и угол α , определяющий азимутальное положение солнца относительно направления дороги. Когда выполняется условие $L/H > 7$, участок можно считать неограниченно длинным [3] и рассматривать перенос излучения только в плоскости yOz или параллельной ей. Стенки и дорожное покрытие считаются диффузными поверхностями. Воздух внутри участка является лучепрозрачной средой.

Прямое солнечное излучение определяется значением плотности теплового потока q_S , падающего на открытую верхнюю условную поверхность участка. Также через открытую верхнюю часть участка проходит лучистый поток q_D рассеянного излучения неба. Значения потоков q_S и q_D зависят от географического положения, времени года, времени суток, погодных условий и других факторов и определяются по справочным данным. Для оценочных расчетов, определяющих влияние отдельных факторов в рассматриваемой модели, принимаются характерные значения q_S и q_D . Рассеянное же излучение неба заменяется условной поверхностью, накрывающей участок. Эта условная поверхность принимается диффузным излучателем со степенью черноты, равной 1. Таким образом, рассматриваемая задача сводится к

нахождению распределения лучистых потоков прямого и рассеянного солнечного излучения по граням участка для заданных значений геометрических размеров, значений потоков q_S и q_D , а также распределения отражательной способности по участкам отдельных поверхностей.

Применяемый метод и основные результаты

Для решения поставленной задачи за основу был взят зональный метод расчета [6]. По высоте левая и правая поверхности условно разделялись на N одинаковых участков (зон) длиной $\Delta z = H/N$. Нижняя поверхность условно разделялась на M одинаковых зон длиной $\Delta y = W/M$. Верхняя условная поверхность выделена в отдельную зону 0 длиной W . Каждая произвольная зона i может иметь свою отражательную способность ρ_i . Схема зонального представления рассматриваемой системы показана на рис. 2, б.

Согласно зональному методу далее необходимо определить угловые коэффициенты излучения φ_{ij} ($i, j = 0, 1, 2, \dots, N_z$) между всеми участками. Для рассматриваемого случая плоской геометрии был использован метод натянутых нитей [6]. С целью учета возможного экранирования переносимого излучения в модель включен анализ пересечения траектории лучей с прямоугольником, представляющим геометрическую модель дерева. Для этого были использованы расчетные соотношения аналитической геометрии. Частичное прохождение излучения сквозь крону деревьев учитывается умножением соответствующего углового коэффициента на пропускательную способность дерева D . После нахождения угловых коэффициентов рассчитываются разрешающие угловые коэффициенты f_{ij} из решения системы линейных уравнений:

$$f_{ij} = \varphi_{ij} + \sum_{k=0}^{N_z} \varphi_{ik} \rho_k f_{kj}, \quad i, j = 0, 1, \dots, N_z \quad (1)$$

После этого можно найти значения плотностей лучистых потоков от рассеянного излучения неба, падающих на выделенные участки поверхностей:

$$q_i^D = q_D f_{i0}, \quad i = 0, 1, \dots, N_z \quad (2)$$

Рассмотренный выше метод нельзя непосредственно применить для прямого солнечного излучения, так как поверхность 0 уже нельзя считать диффузным излучателем. В таком случае, исходя из геомет-

рии рассматриваемой системы, можно определить границы участков граней, непосредственно освещенных солнечными лучами. Например, когда солнце расположено так, что освещает только левую стенку участка, высота освещенной части определится как

$$h = W \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sin \alpha} \quad (3)$$

Подобным образом получают расчетные соотношения для нахождения границ освещенных областей и в других возможных случаях. После этого угловые коэффициенты излучения с условной поверхности 0 на освещенные участки определяются исходя из геометрических соотношений рассматриваемых участков и условной поверхности.

С целью оценки влияния отражательной способности участков поверхностей граней на распределение падающих лучистых потоков солнечного излучения выполнены расчеты для отдельных характерных случаев. Был выбран участок городской застройки высотой $H = 12$ м и шириной $W = 12$ м. Значения потоков прямого и рассеянного солнечного излучения, падающих на открытую часть участка, принимались равными 1000 Вт/м^2 и 200 Вт/м^2 . Высота солнца над горизонтом и азимутальный угол между направлением дороги и направлением на солнце составляли 80° и 60° . Отражательные способности дорожного покрытия и стен зданий принимались равными 0,1. Было принято, что на расстоянии 1,5 м от левого ряда зданий расположен ряд деревьев пирамидального типа высотой 6 м и шириной 2 м. Пропускательная способность деревьев варьировалась от 0 до 1. На рис. 3 приведены полученные распределения падающих лучистых потоков солнечного излучения по высоте левой стенки. На рис. 4 показаны распределения лучистых потоков по ширине дороги.

Как видно из приведенных результатов, распределение лучистых потоков характеризуется значительной неравномерностью, вызванной экранированием солнечного излучения правым рядом зданий, а также рядом деревьев. Изменение пропускательной способности дерева от 0 до 1 значительно изменяет величину падающих потоков на затененных участках левой стенки и дороги.

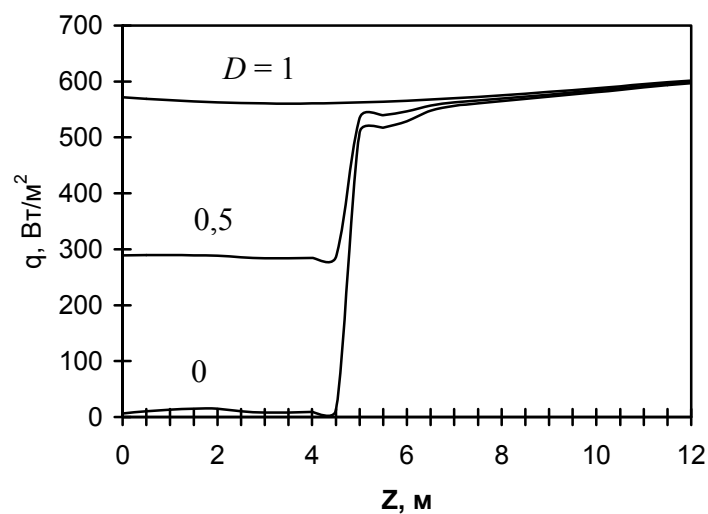


Рис. 3. Распределение падающих потоков солнечного излучения по высоте левой стенки здания для различных значений пропускательной способности D дерева

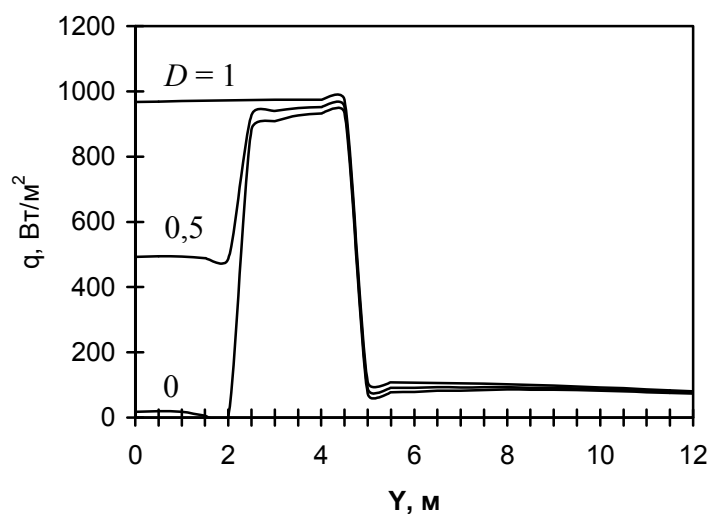


Рис. 4. Распределение падающих потоков солнечного излучения по ширине дороги для различных значений пропускательной способности D дерева

Выводы

1. На основе зонального метода расчета предложена математическая модель, позволяющая рассчитывать значения потоков прямого и рассеянного солнечного излучения на поверхности зданий и дороги участка типичной городской застройки. Модель позволяет учитывать различие отражательных способностей отдельных участков поверхно-

стей, обусловленное их сложной структурой (окна, различные покрытия и т.п.). Модель также включает возможность оценки экранирования солнечного излучения рядом деревьев с учетом их типа, размера и расположения.

2. Для выбранных характерных значений определяющих параметров получены распределения падающих лучистых потоков солнечного излучения по высоте стенки здания и по ширине дороги для различных значений пропускательной способности деревьев. Показана существенная неравномерность полученных распределений, обусловленная экранированием солнечного излучения рядом зданий, а также деревьев.

Список литературы

1. ДСТУ–Н Б В.2.2–27: 2010. Настанова з розрахунку інсоляції об'єктів цивільного призначення. Київ: Мінрегіонбуд України, 2010. – 81 с.
2. Ярымбаш Д. С., Даус Ю. В. Особенности идентификации интенсивности солнечной радиации при проектировании солнечных электростанций. *Електротехніка та електроенергетика*. 2014, №1. – С. 74–78.
3. Rubio-Bellido, C., Pulido-Arcas, J.A., Sánchez-Montañés, B.A. Simplified Simulation Model for Predicting Radiative Transfer in Long Street Canyons under High Solar Radiation Conditions. *Energies*, 2015, 8. – P. 13540–13558.
4. J. Konarska, F. Lindberg, A. Larsson, S. Thorsson & B. Holmer. Transmissivity of solar radiation through crowns of single urban trees – application for outdoor thermal comfort modelling. *Theoretical and Applied Climatology*, 2014, 117. – P. 363–376.
5. Vardoulakis, S.; Fisher, B.E.A.; Pericleous, K.; Gonzalez-Flescac, N. Modelling air quality in street canyons: A review. *Atmos. Environ.* 2003, 37. – P. 155–182.
6. Блох А. Г. Теплообмен излучением: справочник / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

Рукопись поступила 29.10.2015 г.

УДК 669.013.5-404.9:662.613.125

Саввін О.В. – к.т.н., доцент, Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Сухарева М.В. – ст. викладач, НМетАУ

Мєшкова А.Г. – ст. викладач, НМетАУ

Кравцов С.В. – асистент, НМетАУ

Тимощенко В.В. – Дніпропетровський професійний залізничний ліцей

ДЖЕРЕЛА УТВОРЕННЯ ШЛАМІВ МЕТАЛУРГІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА ТА ШЛЯХИ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

Основними відходами металургійного комплексу є шлами, відкрите складування яких наносить значний збиток водному та повітряному басейнам. Наявність у шламах від 37 до 52 % заліза і більше 6,5 % вуглецю дозволяє розглядати їх як цінну металургійну сировину. Утилізація таких шламів традиційними методами (агломерація, отримання випалених окатишів) не вирішує екологічну проблему, а за певних умов, навіть ускладнює її.

Ключові слова: відходи виробництва; шлами, що містять залізо; хімічний склад шламів; агломераційне виробництво; рециркуляційний гранулятор; безвипалювальні окатиші.

Вступ

В Україні щорічно залучається до господарчої діяльності 1,3 – 1,5 млрд тонн природних речовин. В основному, це – продукція гірничо-металургійних, хімічних та машинобудівних комплексів. У процесі їх переробки значна частина залишається у відходах. Ці дані стосуються твердих відходів і не враховують шкідливих викидів мінеральних відходів в атмосферу та у водне середовище.

Відкрите складування шламів завдає істотної шкоди навколишньому середовищу. Володіючи високою дисперсністю, шлами під впливом кліматичних факторів поширюються на значні відстані в приземному повітряному шарі, забруднюють ґрунти, поверхневі і підґрунтові води [1].

У той же час хімічний склад шламів дозволяє віднести їх до коштовної металургійної сировини, але висока дисперсність вимагає їх укрупнення.

Постановка задачі

За класифікацією С.В. Лісіна і Ю.С. Юсфіна залізовмісні шлами металургійного виробництва підрозділяються за джерелами утворення на: шлами металургійних заводів; шлами доменного виробництва; шлами газоочищення мартенівських печей; шлами газоочищення конвертерів; шлами газоочищення електросталеплавильних печей. За масовою часткою заліза підрозділяються на: багаті – масова частка заліза 55 – 67 % (шлами і пил газочисток мартенівських і конверторних цехів); відносно багаті – масова частка заліза 40 – 55 %; бідні – масова частка заліза менше 40 % [2].

Аналіз хімічного складу шламів газочисток доменних печей на підприємствах чорної металургії України показав, що вони містять наступні сполуки і елементи (% маси): $Fe_{\text{заг.}} = 46,8$; $Fe_2O_3 = 56,8$; $FeO = 9,15$; $CaO = 6,92$; $SiO_2 = 9,23$; $Al_2O_3 = 1,42$; $MgO = 1,13$; $Na_2O = 0,164$; $Mn = 0,188$; $P = 0,31$; $S = 0,33$; $Zn = 0,127$; $Pb = 0,0508$; $C = 6,65$.

Отже, низький вміст Zn в доменних шламах нашої країни і високий вміст $Fe_{\text{заг.}}$, Fe_2O_3 , CaO дозволяють віднести доменні шлами до коштовної металургійної сировини і розглядати їх запаси і поточні надходження як техногенні родовища. Доменне виробництво залишається основним постачальником цих техногенних родовищ. Їх маса становить мільйони тонн. Сумарний обсяг доменних шламів приблизно в 10 разів перевищує вихід шламів киснево-конвертерного і прокатного виробництв. У той же час слід зазначити, що питомий винос пилу від киснево-конвертерних агрегатів з донною продувкою становить 12 – 25 кг/т сталі. Хімічний склад шламів конвертерних пилогазоочисток за вмістом основних з'єднань і елементів характеризується великим розкидом в діапазоні: $Fe_{\text{заг.}} = \min 39,4 - \max 78,3$; $Fe_2O_3 = 5,96 - 67,8$; $CaO = 2,85 - 20,5$; $SiO_2 = 1,42 - 2,9$; $Al_2O_3 = 0,11 - 0,35$; $MgO = 0,16 - 14,5$; $K_2O = 0,10 - 0,25$; $Na_2O = 0,10 - 0,60$; $Mn = 0,74 - 1,6$; $P = 0,35 - 0,18$; $S = 0,025 - 0,30$; $Zn = 0,05 - 4,15$; $Pb = 0,016 - 0,75$; $C = 0,7 - 4,2$.

За вмістом $Fe_{\text{заг.}}$ конвертерні шлами перевищують доменні в середньому на 14 %. Окалина і шлами прокатних виробництв досліджені досить детально, вміст заліза в цих відходах залежить від сортаменту прокату і, як правило, значно перевищує його вміст в конвертерних шламах, але вони характеризуються високим вмістом масел, а це дещо ускладнює їх подальше використання. При роботі зі шлами трубопрокатних і трубозварювальних виробництв ствердження про високий вміст заліза не є безперечним. Наприклад, шлами Новомосковського трубного заводу містять, % мас.: $Fe_{\text{заг.}} = 51,62$; $Fe_2O_3 = 61,48$; $FeO = 10,98$; $CaO = 6,07$; $SiO_2 = 6,47$; $P = 0,046$.

Агломераційні шлами утворюються при гідровидаленні пилу з мішків мультициклонів, апаратів мокрого очищення технологічних і аспіраційних газів, при гідравлічному прибиранні приміщень і промиванні трубопроводів. Питомий вихід шламів газоочисток коливається від 10 – 15 кг/т, а вихід пилу на різних підприємствах від 10 до 25 кг/т агломерату, при розбігу питомого обсягу шламів від 0,9 до 5,6 %. Діапазон зміни CaO в шламах підприємств України 2,73 – 13,5 %. Вміст кремнезему змінюється від 4,86 до 9,10 %.

Шлами більшості аглофабрик відносяться до групи відносно багатих залізом. При щільності 3,6 – 4,0 г/см³, вони характеризуються значними відмінностями за гранулометричним складом, особливо в діапазонах понад 2,5 мм – 1,0 мм і 0,016 – менш 0,008 мм.

Фракційний склад пилу агломераційного виробництва наведений у таблиці 1.

Таблиця 1

Гранулометричний склад пилу
агломераційного виробництва (аглофабрики України)

Фракція, мкм	<10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-150	150-250	>250
Вміст фракції, % (за масою)	5-8	8-12	8-12	14-18	9-13	20-26	11-25	3-7

До теперішнього часу в Україні основним напрямком утилізації залізовмісних шламів було їх застосування в агломераційній шихті. Збільшення вмісту шламів в аглошихті об'єктивно призводить до зниження техніко-економічних показників роботи агломераційних машин і, крім цього, до підвищення негативного впливу агломераційного процесу на навколишнє середовище.

Гранично допустима питома витрата шламу в короткочасному режимі не повинна перевищувати 400 кг/т агломерату [3]. На думку авторів, подальше збільшення кількості шламу в аглошихті потребує вдосконалення схем їх підготовки, тобто значних витрат. Якщо враховувати, що збільшення кількості шламу в агломераті об'єктивно призводить до збільшення пиловиділення в процесах агломерації, то агломераційному шляху укрупнення в технологічному та екологічному планах на даному етапі технічного розвитку повинен бути протиставлений екологічно ефективний спосіб укрупнення.

Рішення поставленої задачі

Аналіз існуючих методів безвипалювального зміцнення окатишів показав, що в усіх випадках виявлений близький до прямої залежності зв'язок між міцністю сирих і зміцнених – готових окатишів [4].

Отже, при безвипалювальному зміцненні окатишів значно зростає роль процесу механічного зміцнення окатишів на стадії гранулювання шихтових матеріалів. Багаторічні дослідження, направлені на удосконалення грануляторів барабанного і тарілчастого типу, що широко застосовуються у світовій практиці, призвели до того, що на даному етапі навряд чи можна очікувати значного підвищення якості сирих окатишів, одержуваних в зазначених апаратах. Необхідність отримання сирих окатишів заданої – збільшеної міцності із шихт з розвиненою питомою поверхнею, включаючи металовмісні пил і шлами, зажадали застосування принципово нових засобів гранулювання – з керованими динамічними впливами на гранули і селективним відбором кондиційних фракцій.

Таким вимогам відповідають гранулятори з внутрішньою керованою рециркуляцією [5].

Можливість створення в пристрої керованого внутрішнього рециркуляційного потоку – найважливіша його перевага, так як гранули рециркуляційного потоку, змішуючись з вхідним потоком матеріалу, проходячи повторно весь цикл гранулювання, служать додатковими центрами, інтенсифікуючи процес гранулювання. Багаторазове повернення матеріалу на повторне гранулювання та змішування дозволяє управляти однорідністю матеріалу.

Теоретичні дослідження і досвід використання рециркуляційних грануляторів в агломераційному цеху МК "Запоріжсталь" та проведені дослідження на базі укрупненої лабораторної установки в умовах ПрАТ «ЄВРАЗ ДМЗ» показали, що переваги, закладені в рециркуляційних пристроях, ще не повністю вичерпані. Це стало підставою для детальних досліджень процесу гранулювання шламовмісних шихт.

В якості базової для проведення досліджень було обрано конструкцію рециркуляційного пристрою, що не вміщує традиційної бокової стінки.

Метою даних досліджень стало наступне: оцінка ефективності застосування рециркуляційних пристроїв для отримання сирих окатишів з дрібнодисперсних і пилоподібних відходів металургійного виробництва; виявлення та усунення можливих недоліків рециркуляційних пристроїв, обумовлених складом та особливими властивостями шихтових матеріалів, які піддаються гранулюванню.

До складу шихти входили: металовмісні мінерали, які пройшли стадії збагачення, одно- та двох стадійну високотермічну обробку; активне вапно; твердий вуглець; вюстит; гематит; магнетит; інші сполуки та елементи.

Висновки

1. Відкрите складування металургійних шламів завдає істотної шкоди навколишньому середовищу.

2. Наявність в шламах від 37 до 52 % заліза і більш 6,5 % вуглецю дозволяє розглядати їх як цінну металургійну сировину.

3. Одним з перспективних шляхів утилізації шламів є отримання безвипалювальних окатишів.

4. При утилізації шламовмісних шихт істотно зростає роль процесу гранулювання через їх відносно низьке грудкування.

5. У якості базової для проведення дослідження була вибрана конструкція рециркуляційного пристрою, що не вміщує традиційної бокової стінки.

6. Детальні дослідження процесу гранулювання шламовмісних шихт в рециркуляційному пристрої показали, що переваги, закладені в даній технології, ще не повністю вичерпані. Це є основою для детальних досліджень процесу гранулювання шламовмісних шихт.

Список літератури

1. Бобылев В. П. Разработка и освоение ресурсосберегающих технологий в условиях устойчивого развития черной металлургии Украины // Екологія і природокористування: Збірник наукових праць Інституту проблем природокористування та екології НАН України . Випуск 3. – Дніпропетровськ, 2001. – С. 195–204.

2. Лисин В. С. Ресурсо-экологические проблемы XXI века и металлургия / В. С. Лисин, Ю. С. Юсфин. – М. : Высш. шк., 1998. – 447 с.

3. Мищенко И. М. Агломерация шихт с большим содержанием шламов на фабриках Украины / И. М. Мищенко, Г. С. Клягин, Н. С. Хлапонин и др. // Труды V Международного конгресса доменщиков «Производство чугуна на рубеже столетий», Днепропетровск: 1999. – С. 106-110.

4. Лотош В. Е. Безобжиговое окомкование руд и концентратов / В. Е. Лотош, А. И. Окунев. – М. : Наука, 1980. – 216 с.

5. Пат. VA 20429 А Украины. МКУ⁶С22 В1/00, В 01 g 2/14. Устройство для смешивания и гранулирования сыпучих материалов / Бобылев В. П. и др. – Опубл. 15.07.97, Бюл.№1.– с. 191.

Рукопис надійшов 24.10.2015 р.

УДК 621.783

Шемет Т.Н. — ст. преподаватель, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Пульпинский В.Б. — ст. преподаватель, НМетАУ

Ложко А.Н. — к.т.н., доцент, НМетАУ

Шемет В.Ю. — студент, НМетАУ

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ МНОГОЗОННОЙ МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ

Рассмотрено влияние количества зон регулирования температуры печи, как конструктивного показателя, на ее производительность, удельный расход топлива и на другие технико-экономические показатели. В качестве объекта исследования выбрана реальная кольцевая печь работающая на одном из металлургических предприятий Украины. Приведены результаты, позволяющие определить теоретически обоснованное количество зон регулирования температуры печи методического типа, улучшающие технико-экономических показатели ее работы.

Ключевые слова: методическая печь; зоны регулирования; нагрев металла.

Постановка задачи

Современные нагревательные печи методического типа могут иметь три и более зоны регулирования температуры печи по ее длине. Известно, что большее количество зон, с одной стороны улучшает технико-экономические показатели работы печи, так как позволяет более гибко управлять процессом нагрева, а с другой увеличивает затраты на систему автоматического управления печью, ее ремонт и обслуживание.

Задача настоящего исследования состоит в том, чтобы определить теоретически обоснованное количество зон регулирования температуры печи.

Решение поставленной задачи

Для решения поставленной задачи необходимо выполнить расчет нагрева металла в существующей печи (поверочный расчет печи), определить рациональный режим нагрева заготовок [1], при котором производительность печи будет максимальной. Под рациональным

режимом нагрева, в данном случае, понимаем такой температурный режим, при котором технологические параметры нагрева заданы (температура центра и перепад температуры по сечению заготовки в конце нагрева), расход топлива является минимально возможным, а производительность печи – максимально возможной. Далее, используя рациональный режим нагрева, определим максимально возможную производительность при разном количестве зон регулирования температуры печи.

При изменении количестве зон регулирования температуры печи длина методической зоны остается неизменной. Между зонами регулирования температуры существуют неотапливаемые участки печи – переходные зоны, длина которых соответствует интервалу нагрева. Поэтому максимальное количество зон регулирования температуры в данном исследовании зависит от конструктивных особенностей конкретной печи (длины методической и переходных зон).

В качестве объекта исследования выбрана кольцевая печь со следующими характеристиками: средний диаметр – 24 м; ширина пода – 4,9 м; высота рабочего пространства – 2,04 м. Слитки или заготовки нагреваются до среднемассовой температуры $1250 \div 1280$ °С. Максимальная производительность печи – $65 \div 70$ т/ч.

Печь отапливается природным газом. Рабочее пространство печи разделено на 4 зоны – три отапливаемые и одна – не отапливаемая (методическая), длина которой по отношению к активной площади пода составляет – 30 %.

Печь оборудована системами автоматического регулирования температуры и соотношения «топливо-воздух» по зонам, давления продуктов сгорания в рабочем пространстве и температуры первого ряда труб рекуператора.

Температура печи по зонам: I зона – $t_{\text{печ1}} = 1230$ °С; II зона – $t_{\text{печ2}} = 1290$ °С; III зона – $t_{\text{печ3}} = 1290$ °С.

Разбивка печи по зонам: методическая зона – $\gamma_{\text{мет}} = 99^\circ$; I зона – $\gamma_{\text{мет}} = 89^\circ$; II зона – $\gamma_{\text{мет}} = 76^\circ$; III зона – $\gamma_{\text{мет}} = 66^\circ$; «мертвая зона» – $\gamma_{\text{м.з}} = 30^\circ$.

Размеры нагреваемых заготовок: диаметр – 0,46 м; длина l – 2,0 м. Марка стали – углеродистая (Сталь 20). Вид топлива – природный газ. Коэффициент рекуперации $r_b = 0,35$.

Технологические параметры нагрева: темп выдачи заготовок – 26 шт/ч; емкость печи $E = 144$ шт.

Расчет нагрева металла в кольцевой печи выполняется приближенным аналитическим методом [2], который основан на аналитическом решении задачи нагрева цилиндра бесконечной длины при граничном условии II рода [3]. При расчете нагрева металла принимает-

ся, что между зонами регулирования температуры печи существуют неотапливаемые участки (переходные зоны), длина которых конструктивно принята равной 5 градусов, что составляет примерно 1,5 % активного пода кольцевой печи. При расчете расхода топлива переходная зона относится к предыдущей зоне регулирования температуры печи. Общее количество интервалов нагрева, включая методическую и переходные зоны, составляет $N = 33$.

Основные результаты поверочного расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты поверочного расчета

Количество зон, Z	P , т/ч	b , м ³ /т	$M_{\text{общ}}$, кВт	$t_{\text{цк}}$, °C	Δt_k , °C
3	67,4	35,215	23311,2	1269,7	13,8

При поиске (определении) рационального режима нагрева на расчет накладываются следующие ограничения:

- максимальная температура печи в зоне – 1320 °C;
- температура центра заготовки в конце нагрева – не меньше 1269,7 °C;
- перепад температуры по сечению заготовки в конце нагрева – не больше 13,8 °C.

При выполнении исследования длина методической зоны остается неизменной, то есть составляет 99 градусов, а длина каждой зоны регулирования температуры печи одинакова и не может быть меньше 10 градусов.

Результаты исследования влияния количества зон регулирования температуры печи (Z) на ее производительность и другие технико-экономические показатели (ТЭП) представлены в таблице 2 и на рисунке 1.

Таблица 2

Влияние количества зон регулирования температуры печи на ТЭП

Z	L_z , гр	P , т/ч	b , м ³ /т	КИТ	t_{yx} , °C	$t_{\text{цк}}$, °C	Δt_k , °C
3	73,67	81,41	35,707	0,788	707,8	1269,7	13,69
4	54	85,18	35,762	0,774	720,2	1269,72	13,67
5	42,2	87,55	35,857	0,77	731,8	1269,71	13,66
6	34,33	89,9	35,84	0,769	735,3	1269,7	13,7
7	28,714	92,57	35,733	0,77	732,9	1269,7	13,75
8	24,5	92,66	35,892	0,767	744	1269,71	13,73

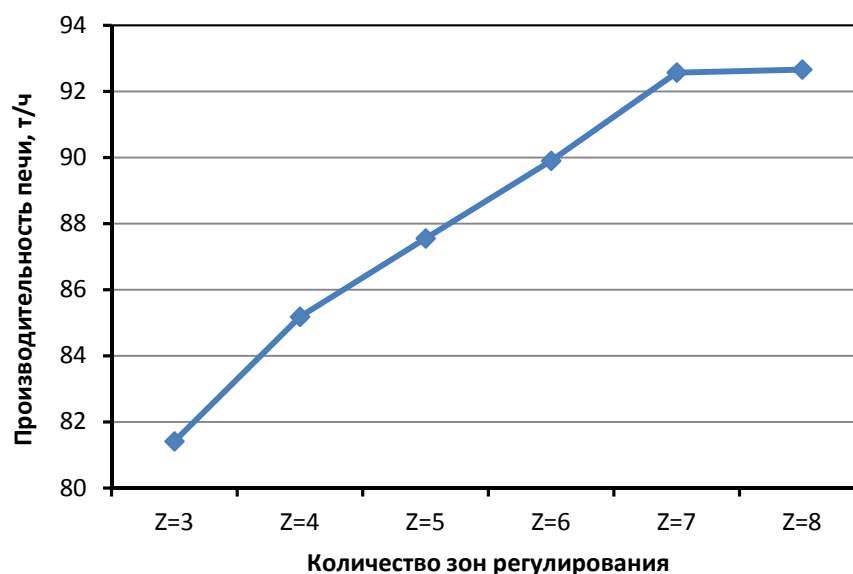


Рис. 1. Влияние количества зон регулирования температуры печи на производительность

Выводы

Анализ выполненных расчетов позволяет сделать следующие выводы:

1. С увеличением количества зон регулирования температуры, до определенного предела (до 7 – 8), увеличивается максимально возможная производительность печи.

2. В связи с тем, что расчеты выполнялись для максимальной производительности, то с увеличением количества зон регулирования температуры наблюдается тенденция к уменьшению коэффициента использования теплоты топлива и соответственно к увеличению удельного расхода топлива.

3. Для данной кольцевой печи и выбранных ограничений при поиске рационального режима нагрева наиболее эффективным является 7 зон регулирования температуры печи.

4. Уменьшение роста максимальной производительности при увеличении количества зон регулирования температуры печи объясняется тем, что увеличивается количество и, соответственно, доля переходных зон.

Список литературы

1. Губинский В. И. Способ поиска энергосберегающего режима нагрева в многозонных противоточных печах / В. И. Губинский, В. Б. Пульпинский, О. Ю. Клевцур // Труды XVI международной кон-

ференции «Теплотехника и энергетика в металлургии». – Днепропетровск. – 2011. – С. 68–69.

2. Пульпинский В. Б. Упрощенный численно-аналитический метод расчета нагрева тел правильной формы // Труды XVI международной конференции «Теплотехника и энергетика в металлургии». – Днепропетровск. – 2011. – С. 176–177.

3. Тайц Н. Ю. Технология нагрева стали / Н. Ю. Тайц. – М. : Металлургиздат, 1962. – 568 с.

Рукопись поступила 19.10.2015 г.

УДК 621.746.3:669.147

Lazić L. – Prof., Dr. sc., University of Zagreb, Sisak, Croatia

Бровкин В.Л. – доцент, к.т.н., Национальная металлургическая академия Украины

Varga A. – Prof., Csc., Technical University of Košice, Slovakia

Kizek J. – Doc., PhD, Technical University of Košice, Slovakia

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗАМЕНЫ СИСТЕМЫ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ

Работа связана с выбором рациональной технологии сжигания топлива в кольцевой нагревательной печи. Технология должна свести к минимуму выбросы оксидов азота и должна достигнуть максимальной энергетической и экономической эффективности с учетом окупаемости инвестиций. Одним из решений является замена существующей традиционной технологии сжигания на современные коммерчески-доступные технологии сжигания. Данная работа представляет основу для сравнительного экономического анализа между тремя коммерческими предложениями с тремя различными технологиями сжигания. Расчетным путем определено, что в кольцевой печи, в качестве кандидата для замены существующей традиционной технологии сжигания на современные способы сжигания, технология сжигания кислородом менее эффективна, чем технология сжигания с высокой температурой воздуха с точки зрения стоимости кислорода.

Ключевые слова: нагревательная печь; технология сгорания; эффективность.

Введение

В течение последних десятилетий, глобальные энергетические и рыночные условия побудили потребителей энергии повысить эффективность использования энергии. Это делается для уменьшения потребления топлива и для того, чтобы оставаться конкурентоспособными. По этой причине, исследования в теплотехнике развиваются в следующих направлениях [1 – 6]:

- повышение производительности процесса;
- повышение тепловой эффективности;
- увеличение температуры процесса;
- уменьшение перепада температур по сечению заготовки;
- улучшение качества продукции;
- сокращение выбросов загрязняющих веществ.

Задачей нагревательной печи является нагрев стальной заготовки с минимальной температурой с высокой равномерностью по сечению заготовки, позволяющей прокатать металл в клетях стана.

Одним из решений повышения эффективности нагрева заготовок является замена существующей традиционной технологии сжигания на современные методы сжигания, например, сжигание с высокой температурой подогрева воздуха (HiTAC) [7 – 12] или беспламенное сжигание топлива кислородом (Oxy-Fuel Combustion) [13 – 15].

Целью работы является выбор рациональной технологии сжигания топлива в кольцевой печи, при которой минимизируются выбросы оксидов азота и достигается максимальная энергетическая и экономическая эффективность с учетом окупаемости инвестиций.

Одним из решений является замена существующей традиционной технологии сжигания на современные коммерчески-доступные технологии сжигания. Данная работа представляет основу для сравнительного экономического анализа между тремя коммерческими предложениями с тремя различными технологиями сжигания.

Анализ существующей технологии нагрева заготовок в кольцевой печи

Работа выполнялась применительно к кольцевой печи, расположенной перед прокатным станом бесшовных труб металлургического завода "ABS Sisak" (Сисак, Хорватия), принадлежащего компании Danieli. Внешний вид кольцевой печи и узлы подвода энергоносителей к горелкам печи показан на рис. 1. Схема нумерации зон и расположение горелок в кольцевой печи приведены на рис. 2.



Рис. 1. Узлы подвода природного газа и воздуха к горелкам кольцевой печи

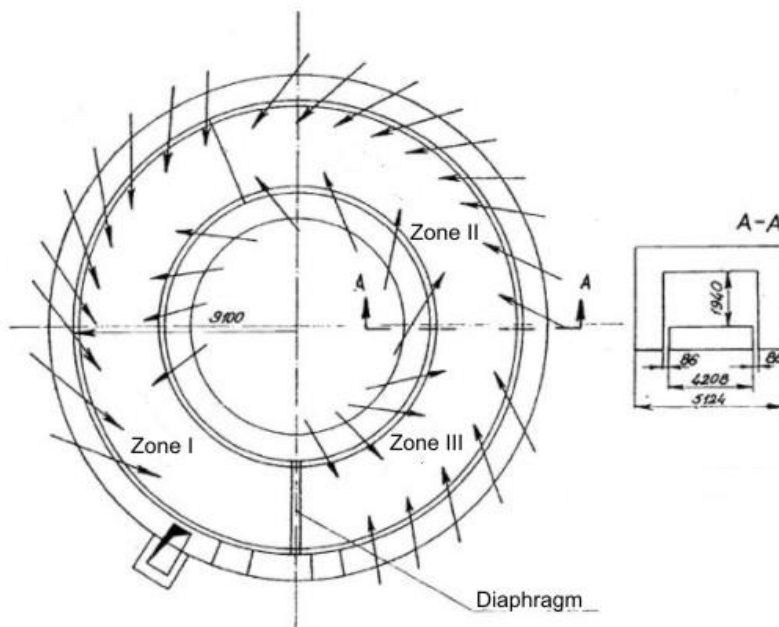


Рис. 2. Схема зон и расположение горелок
в кольцевой печи

Кольцевая печь предназначена для нагрева заготовок круглого сечения диаметром 294 – 428 мм, которые используются для производства бесшовных труб.

Основные размеры печи: средний диаметр 14 м, внешний диаметр огнеупорной футеровки 19 м, внутренний диаметр 9 м, площадь пода 180 м², ширина пода 4 м, высота рабочего пространства печи 1,94 м, и толщина футеровки 506 мм.

Горелки установлены:

- в зоне I (зоне подогрева) 13 горелок по 640 кВт;
- в зоне II (сварочной зоне) 13 горелок по 640 кВт;
- в зоне III (томильной зоне) 8 горелок по 640 кВт.

Производительность печи с номинальной тепловой мощностью составляет 27 т/ч. Конечная температура нагрева заготовок 1260 – 1280 °С.

Из-за низкой производительности прокатного стана бесшовных труб, печь работает с пониженной производительностью 13 – 15 т/ч. По этой причине зона подогрева не отапливается и выполняет роль методической зоны.

Анализ способов сжигания топлива с низкими выбросами NO_x

Горелка всегда является одним из ключевых компонентов любой системы сжигания. Разработка энергоэффективных, малозагрязняющих систем сжигания является одной из основных целей развития конструкций нагревательных печей.

В настоящее время распространена замена существующих горелок на горелки с низкими выбросами NO_x , которые основаны на различных способах снижения образования оксидов азота, таких как:

- стадийное сжигание топлива;
- внутренняя рециркуляция дымовых газов;
- водяная или паровая инжекция;
- предварительное перемешивание топлива с большим избытком воздуха.

На рис. 3 представлена схема обычной двухпроводной горелки с образованием топливовоздушной смеси в рабочем пространстве печи. Факел получается довольно длинным из-за плохого перемешивания газа и воздуха вблизи горелочного камня, а температура высокотемпературной части факела высокой из-за низкой удельной поверхности факела. В этих условиях время реакции азота и кислорода воздуха получается значительным, что ведет к высокой концентрации оксидов азота от факела.

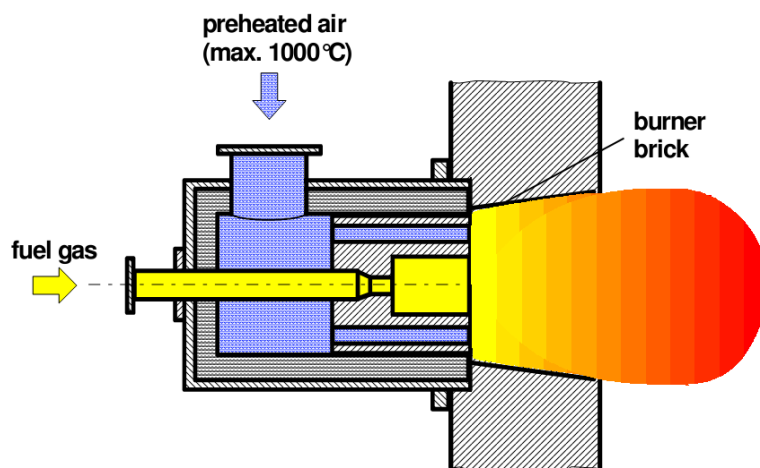


Рис. 3. Схема стандартной двухпроводной горелки [7]

На рис. 4 приведена схема горелки стадийного сжигания топлива. На первой стадии сжигание топлива проходит с низким коэффициентом расхода воздуха (стадия химического недожога). Соответственно, температура очага горения невысокая. На второй стадии к продуктам неполного горения добавляется воздух, необходимый для полного дожигания топливных компонентов, и формируется факел в рабочем пространстве печи. Таким образом, снижается и выравнивается температура в объеме факела по сравнению с факелом обычной горелки, но длина факела остается довольно большой. Концентрация оксидов азота невысокая, т.к. снижается уровень температуры в факеле, хотя время реакции окисления азота остается значительным.

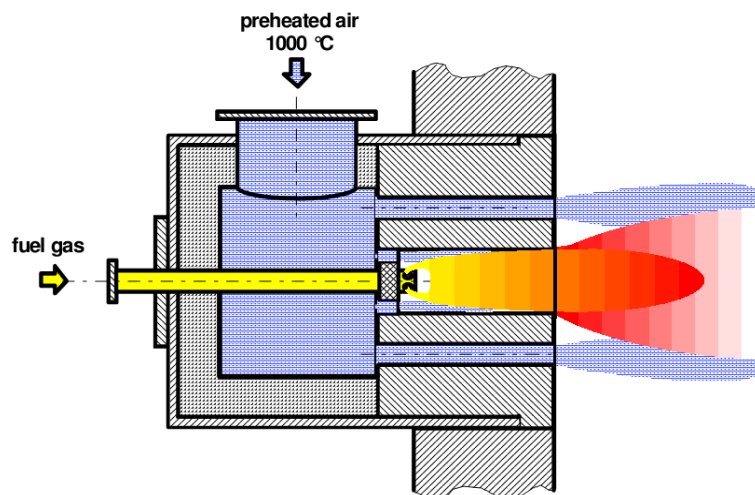


Рис. 4. Горелка стадийного сжигания топлива [7]

На рис. 5 приведена схема беспламенной горелки. Высокая скорость истечения газа и воздуха через сопла малого диаметра приводит к интенсивному подмешиванию в струи воздуха и топлива дымовых газов рабочего пространства печи. Таким образом, воздух обедняется кислородом, снижается calorиметрическая температура горения и, соответственно, снижается температура факела. Низкая температура факела существенно снижает образование оксидов азота, т.к. в этом случае время нахождения азота и кислорода в реакционной зоне факела не имеет значения. Высокая скорость потоков приводит к быстрому перемешиванию топлива и воздуха в рабочем пространстве печи, сокращению длины факела и снижению светимости факела. Фактически этот способ сжигания реализует принцип внутренней рециркуляции дымовых газов.

Flameless Oxidation (FLOX™) Burner

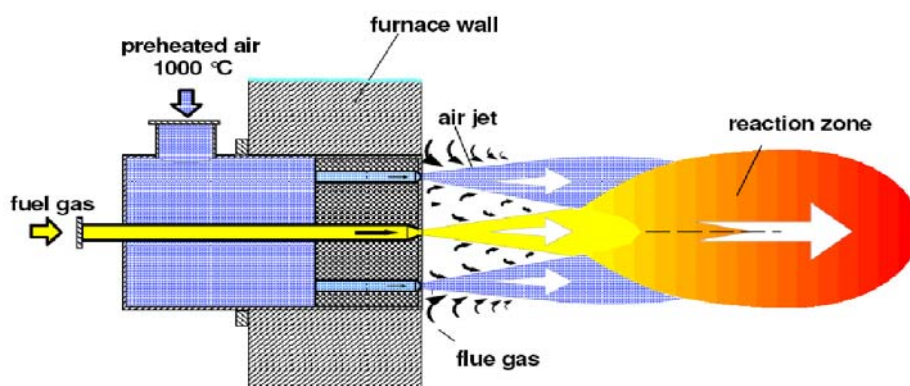


Рис. 5 – беспламенная горелка [7]

Эта технология "High Efficiency Combustion" (высокоэффективное сжигание – *рус.*) – "HEC", также известна как "High Temperature Air Combustion" (сжигание с высокой температурой воздуха – *рус.*) – "HiTAC" или "Mild Combustion" (мягкое сжигание – *рус.*). Она сочетает в себе высокую энергетическую эффективность с сокращением выбросов NO_x. Так как факел не виден, то горелки, реализующие этот режим сжигания называют "Flameless Oxidation (FLOX™) burner" (горелки беспламенного сжигания – *рус.*).

На рис. 6 приведены сравнительные данные по удельным выбросам оксидов азота в зависимости от температуры подогрева воздуха при использовании обычных горелок, горелок со стадийным сжиганием топлива и беспламенных горелок [2].

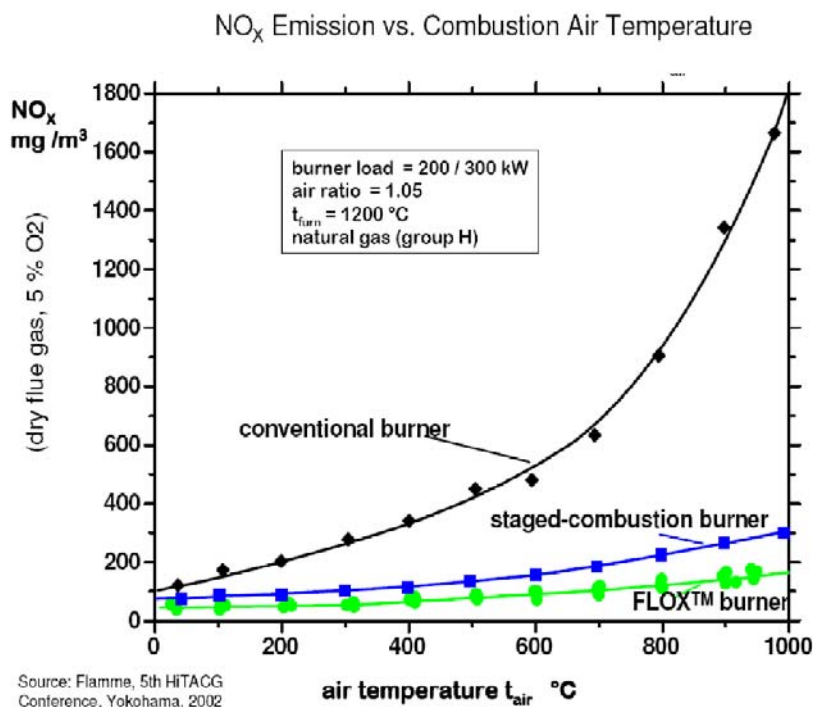


Рис. 6. Концентрация оксидов азота в продуктах сгорания печи в зависимости от температуры подогрева воздуха при использовании разных типов горелок [7]

Сопоставление на рис. 6 сделано при стандартных условиях:

- мощность горелок от 200 до 300 кВт;
- коэффициент расхода воздуха 1,05;
- температура в рабочем пространстве печи 1200 °С;
- топливо – природный газ.

Из рис. 6 видно, что при холодном воздухе концентрация оксидов азота примерно одинакова. С повышением температуры подогрева воздуха от 0 до 1000 °С концентрация NO_x сильнее всего возрастает

при использовании обычных горелок – в 18 раз, тогда как с использованием горелок стадийного сжигания и беспламенных горелок всего лишь в 3,5 – 4 раза.

Предлагаемые решения для замены существующей системы сжигания топлива

Предлагаются следующие три варианта замены существующей системы сжигания топлива:

Вариант 1 – Замена горелок на высокоскоростные горелки с новой конструкцией рекуператора.

Эти горелки характеризуются следующими показателями:

- скорость пламени достигает 100 м/сек;
- при температуре в печи 1200 °С эмиссия NO_x будет около 300 мг/м³;
- горелки могут работать при температуре подогрева воздуха до 550 °С;
- расход топлива может быть снижен примерно на 10 % относительно существующего расхода при температуре подогрева воздуха на 200-220 °С;
- еще 10 % снижения расхода топлива может быть получено, если температура воздуха будет 400 – 450 °С (с заменой на новый рекуператор).

Вариант 2 – Замена системы отопления на систему, использующую регенеративные беспламенные горелки.

Принцип работы системы отопления, использующей регенеративные горелки показан на рис. 7.

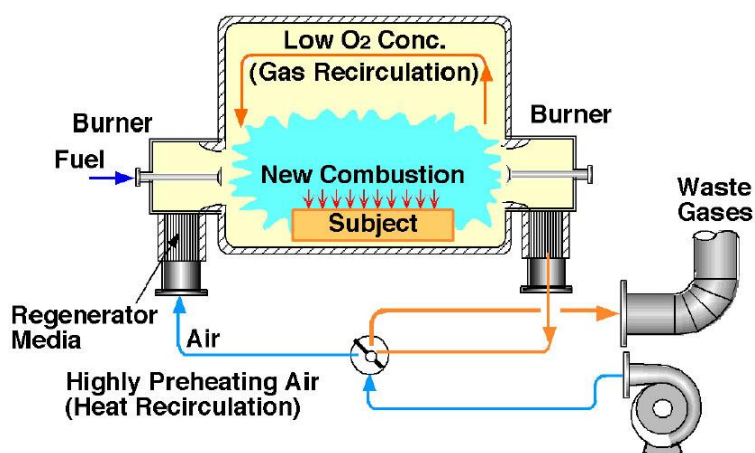


Рис. 7. Принцип работы системы отопления с регенеративными горелками [10]

Система отопления, использующая регенеративные беспламенные горелки характеризуется следующими показателями:

- возможно обогащение воздуха кислородом;
- температура уходящих дымовых газов составляет 180 °С (250 °С максимум);
- выбросы NO_x составляют 150 – 190 мг/м³;
- потери металла в окалину 1,5 %;
- удельный расход теплоты составляет 1050 – 1250 кДж/кг.

Схема регенеративных беспламенных горелок приведена на рис. 8.

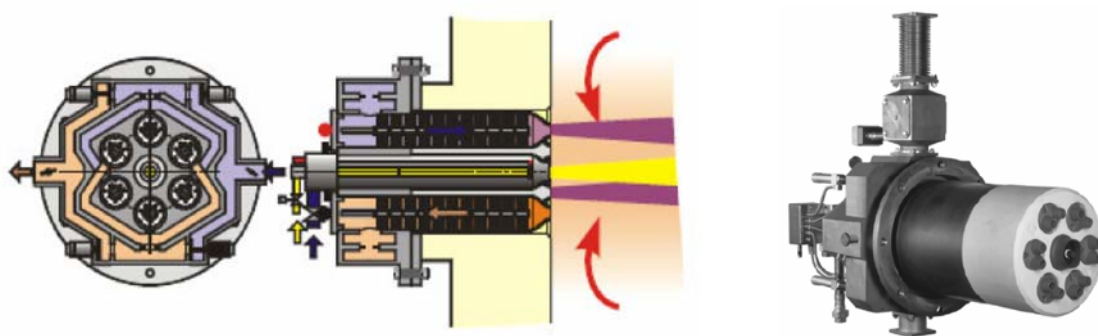


Рис. 8. Схема и внешний вид регенеративной беспламенной горелки [8]

Вариант 3 – Замена горелок на беспламенные кислородные горелки.

Принцип работы обычных кислородных и беспламенных кислородных горелок показан на рис. 9.

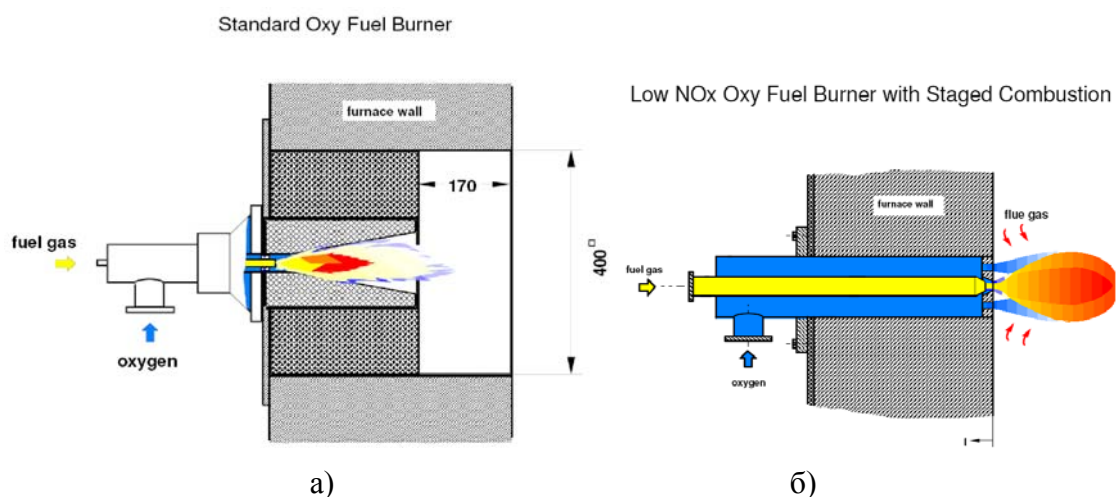


Рис. 9. Схема обычной кислородной горелки (а) и беспламенной кислородной горелки стадийного сжигания топлива (б) [7]

Основная цель беспламенной системы, использующей кислородные горелки является увеличение производительности печи и уменьшение расхода топлива:

- при максимальной производительности 26 т/ч расход топлива может быть снижен на ~ 31 %;
- потери металла от окалины могут быть снижены на 50 % по сравнению с текущими потерями металла.

Анализ эффективности предложений

Анализ экономической эффективности использования на существующей кольцевой печи отдельных предложений осуществляется путем сравнения следующих показателей тепловой эффективности:

- эффективность сжигания;
- экономия топлива;
- количество NOx в окружающую среду.

Эффективность сжигания определяется коэффициентом использования химической энергии топлива (КИТ) как отношение теплоты, которая пошла на нагрев заготовок и компенсацию тепловых потерь в окружающую среду, по отношению к химической энергии топлива [9]:

$$\eta_{\text{КИТ}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} + i_{\text{возд}} - i_{\text{ух}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}},$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива, Дж/м³; $i_{\text{возд}}$ – энтальпия подогретого воздуха, Дж/м³; $i_{\text{ух}}$ – энтальпия уходящего дыма из рабочего пространства печи, Дж/м³.

Экономия топлива при использовании различных систем сжигания топлива зависит от эффективности работы теплоутилизирующего устройства (рекуператора или регенератора). Эффективность такого теплообменника можно оценить через степень регенерации теплоты или по относительной температуре подогретого воздуха:

$$\varepsilon = \frac{t_{\text{возд}} - t_{\text{окр}}}{t_{\text{ух}} - t_{\text{окр}}},$$

где $t_{\text{возд}}$ – температура воздуха на выходе из теплообменника; $t_{\text{ух}}$ – температура уходящего дыма из рабочего пространства печи; $t_{\text{окр}}$ – температура воздуха на входе в теплообменник.

Возможное сокращение расхода топлива оценивается через относительную экономию топлива:

$$\eta_{\text{б}} = \frac{m_{\text{т},0} - m_{\text{т}}}{m_{\text{т},0}} = 1 - \frac{m_{\text{т}}}{m_{\text{т},0}},$$

где $m_{\text{т},0}$ – массовый расход топлива без подогрева воздуха, $m_{\text{т}}$ – массовый расход топлива с подогревом воздуха.

После подстановки выражений для массового расхода топлива относительная экономия топлива может быть выражена через КИТ в виде:

$$\eta_b = 1 - \frac{\eta_{\text{КИТ},0}}{\eta_{\text{КИТ}}},$$

где $\eta_{\text{КИТ},0}$ – коэффициент использования химической энергии топлива без подогрева воздуха.

На рис. 10 и 11 приведены зависимости КИТ от температуры уходящего дыма при различных значениях относительной температуры подогретого воздуха, а также зависимости относительной экономии топлива от температуры подогретого воздуха при различных значениях температуры уходящего дыма.

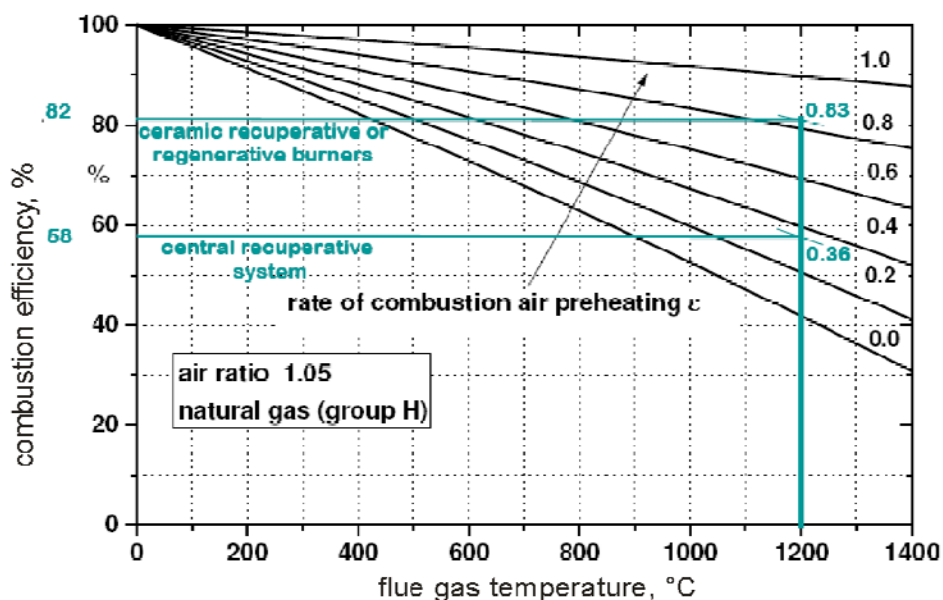


Рис. 10. Зависимость $\eta_{\text{КИТ}}$ от $t_{\text{ух}}$ при различных значениях относительной температуры подогретого воздуха "ε" [7]

Например, из рис. 10 и 11 видно, что при температуре уходящего дыма 1200 °C применение регенеративных горелок ($t_{\text{возд}} = 1000$ °C) приводит к повышению КИТа с 0,42 до 0,82 и экономии топлива $\eta_b = 48$ % по сравнению с использованием в горелках холодного воздуха. Аналогично, применение скоростных горелок с новым рекуператором ($t_{\text{возд}} = 400$ °C) приводит к повышению КИТа до $\eta_{\text{КИТ}} = 0,58$ и экономии топлива $\eta_b = 27$ %.

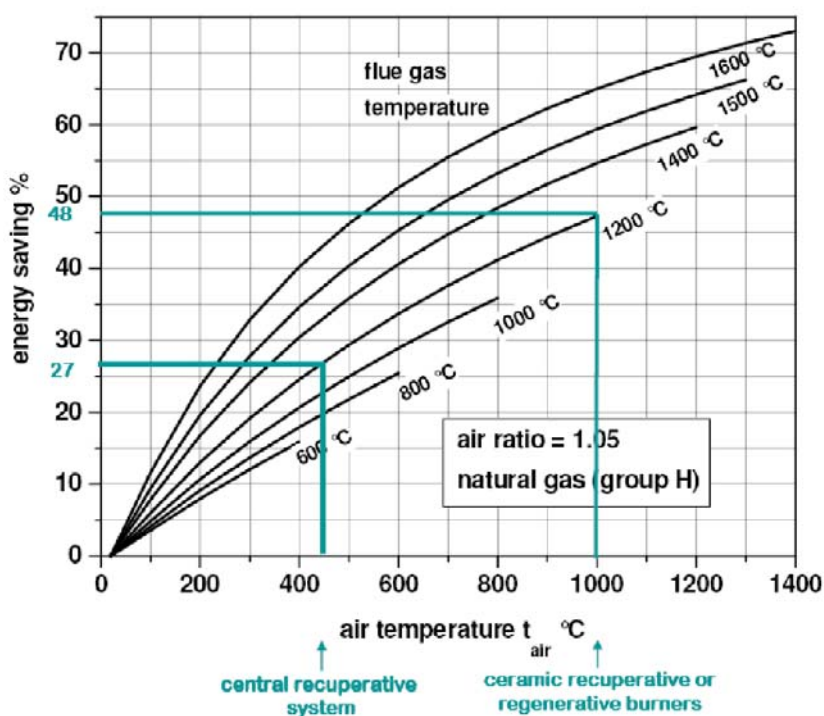


Рис. 11. Зависимость η_b от $t_{возд}$
при различных значениях $t_{ух}$ [7]

Использовалась следующая методика экономического анализа использования технических предложений на кольцевой печи:

1) был измерен действительный часовой расход топлива при существующих температуре подогрева воздуха и коэффициенте расхода воздуха;

2) годовые финансовые затраты на топливо рассчитываются путем умножения часового расхода топлива на годовое количество рабочих часов печи, который затем умножается на стоимость топлива;

3) таким же образом рассчитываются затраты за потребленный кислород в технологии сжигания топлива кислородом;

4) по приведенным выше формулам определяется относительная экономия топлива, достигнутая путем подогрева воздуха, а затем определяется годовая экономия топлива;

5) срок окупаемости определяется путем деления стоимости инвестиций и дополнительных расходов с кислородом на ежегодную экономию топлива.

В этом анализе, кроме диаграмм, изображенных на рисунках 10 и 11 также были использованы результаты исследований, проведенных в полупромышленной печи с двумя различными технологиями сжигания (HiTAC и Oxy-Fuel Combustion) [16], которые представлены на рис. 12 в виде зависимости коэффициента использования химической

энергии топлива от температуры уходящего дыма. Из рис. 12 видно, что увеличение концентрации кислорода в холодном воздушном дутье поднимает КИТ аналогично повышению температуры подогрева воздуха (рис. 10).

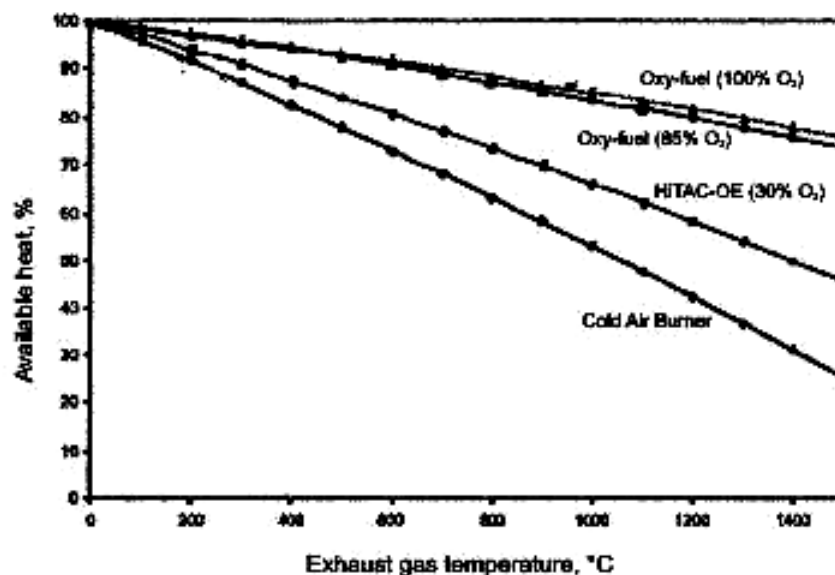


Рис. 12. Зависимость η_{KIT} от $t_{\text{ух}}$ при сжигании пропана [4]
в беспламенных горелках при различном содержании кислорода
в холодном воздушном дутье [16]

Обсуждение результатов

Согласно проведенного экономического анализа самый короткий срок окупаемости был в случае первого предложения с рекуператором. Но предложение имеет два недостатка:

– первый недостаток относится к эмиссии NO_x, которая составляет до 300 мг/м³, что выше допустимого уровня выбросов в Республике Хорватии (200 мг/м³). К тому же, законодательство, касающееся выбросов NO_x является строгим, и допустимые уровни выбросов постоянно сокращаются;

– второй недостаток заключается в том, что, если решение принимается в долгосрочной перспективе с точки зрения экономии топлива и снижения выбросов CO₂, другие два предложения являются лучшими.

Сравнивая второе и третье предложение можно сделать вывод, что нет никаких оснований применять систему сжигания топлива кислородом, т.к. кислород – это дополнительные расходы. КИТ в регенеративных горелках по отношению к кислородными горелкам одинаков или выше за счет высокой температуры подогрева воздуха. Чтобы сжечь 1 м³ природного газа необходимы 2 м³ кислорода. При-

нимая во внимание, что стоимость кислорода в Хорватии примерно 0,11 €/м³, результаты, полученные с использованием кислородных горелок являются не конкурентными.

Остальными недостатками сжигания топлива кислородом являются:

- обслуживание системы сжигания является сложным и частым;
- в связи с более высокой температурой факела пониженная стойкость кладки.

Достоинством сжигания топлива кислородом является возможность увеличения производительности печи за счет увеличения температуры рабочего пространства, но на рассматриваемой кольцевой печи это не требуется.

Применение кислорода было бы оправдано, только если необходимо сокращение выбросов CO₂. Большим преимуществом сжигания топлива кислородом является уменьшение расхода дымовых газов примерно на 75 %.

Выводы

1. Технология сжигания с высокой температурой воздуха (HiTAC) и технология сжигания кислородом показывают самую лучшую характеристику сжигания для системы отопления пламенных промышленных печей с точки зрения высокой энергетической эффективности, равномерного распределения теплового потока и низкого уровня выбросов NO_x.

2. В случае кольцевой печи, в качестве кандидата для замены существующей традиционной технологии сжигания на современные способы сжигания, технология сжигания кислородом менее эффективна, чем технология сжигания с высокой температурой воздуха с точки зрения стоимости кислорода.

3. Сжигание кислородом является хорошей альтернативой для сокращения выбросов CO₂ с дымом от пламенных печей, отапливаемых природным топливом.

Список литературы

1. Trinks W. Industrial furnaces / Trinks W., Mawhinney M. H., Shannon R. A., Reed R. J., Garvey J. R. – John Wiley & Sons Inc. : New Jersey. – 2004. – 461 p.
2. Mullinger P. Industrial and Process Furnaces. Principles, Design and Operation / Mullinger P., Jenkins B. – Elsevier Ltd. – 2008. – 524 p.
3. Wüning J. G. Energy saving possibilities for gas-fired industrial furnaces / Wüning J. G. // Heat Treating Progress. – September/October 2007. – PP. 382-385.

4. Сорока Б. С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах / Сорока Б. С. – Киев : Наукова думка. – 1993. – 416 с.
5. Еринов А. Е. Рациональные методы сжигания газового топлива в нагревательных печах / А. Е. Еринов, Б.С. Сорока. – К. : Техніка. –1970. – 252 с.
6. Lazić L. Numerical and experimental study of the application of roof flat-flame burners / Lazić L., Brovkin V. L., Gupalo V. I., Gupalo E. V. // Applied Thermal Engineering, № 31. – 2011. – PP. 513-520.
7. Flamme M. Low NO_x Combustion Technologies for Process Heating / Flamme M. // Proceedings of the 5th High Temperature Air Combustion and Gasification Conference, Yokohama, Japan, 28-31 October 2002.
8. Wüning J. Flameless Oxidation / Wüning J. // 6th HiTACG Symposium-2005, Essen - Germany, 17-19 October 2005.
9. Wüning J.G. Handbook of burner technology for industrial furnaces / Wüning J.G., Milani A. – Vulkan-Verlag GmbH. – 2009. – 249 p.
10. Tsuji H. High temperature air combustion: from energy conservation to pollution reduction / Tsuji H., Gupta A.K., Hasegawa T., Katsuki M., Kishimoto K., Morita M. – CRC Press, Boca Raton (U.S.A.), 2003. – 426 p.
11. Cavaliere A. Mild combustion / Cavaliere A., de Joannon M. // Progress in Energy and Combustion Science. – № 30. – 2003. – PP. 329-366.
12. Weber R. Scaling characteristics of the aerodynamics and low NO_x properties of industrial natural gas burners / Weber R., Dugué J., Sayre A., Horsmann H. // IFRF Rep. № F/40/y/9. – The Scaling 400 Study, Part II: the 12 MW test results. – 1993.
13. Wüning J. Brenner für flammenlose Oxidation mit geringer NO_x-Bildung auch bei höchster Luftwärmung / Wüning J. // Gaswärme International. – № 41. – 1992. – P. 438.
14. Baukal C.E. Oxygen-Enhanced Combustion / Baukal C.E. – CRC Press. – 2013. – 792 p.
15. Benedek K.R. The Competitive Position of Natural-Gas in Oxy-Fuel Burner Applications / Benedek K.R., Wilson R.P. // Gas Research Institute Report № GRI-96-0350, Chicago, IL, 1996.
16. Krishnamurthy N. Development of High Temperature Air and Oxy-Fuel combustion technologies for minimized CO₂ and NO_x emissions in Industrial Heating / Krishnamurthy N., Blasiak W., Lugnet A. // The Joint International Conference on “Sustainable Energy and Environment (SEE)”, Hua Hin, Thailand, 1-3 December 2004.

Рукопись поступила 15.10.2015 г.

УДК 66.096.5-932.2

Федоров С.С. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Губинский М.В. — д.т.н., профессор, НМетАУ

Барсуков И.В. — к.х.н., менеджер, компания «Американские Энергетические Технологии»

Гогоци А.Г. — менеджер, ООО «Центр материаловедения»

Форись С.Н. — к.т.н., доцент, НМетАУ

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СОСТАВА УГЛЕРОДНОГО СЫРЬЯ НА УГАР УГЛЕРОДА В ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧАХ КИПЯЩЕГО СЛОЯ

Выполнен анализ свойств углеродного сырья для производства углеродных изделий высокого качества. Перспективной технологией его переработки является процесс в печах электротермического кипящего слоя при температурах 2000-3000 °С. На основе моделирования химически равновесных состояний исследовано влияние состава углеродного сырья на степень угара материала в данных агрегатах.

Ключевые слова: электротермический кипящий слой; высокотемпературная обработка; химическое равновесие; угар углерода.

Введение

Одним из показателей качества углеродных изделий является содержание в них химических примесей. Особенно это важно при производстве анодов для нужд алюминиевой промышленности, изготовлении литиево-ионных батарей, получении редкоземельных металлов, когда минимальные концентрации сторонних элементов, таких как ванадий, титан, хром, марганец, железо и кремний, существенно ухудшают технологические и эксплуатационные показатели конечной продукции [1 – 3]. В этой связи, при выборе исходного углеродного сырья предпочтение отдается материалам с высоким содержанием углерода и соответственно малой зольностью и количеством серы. К ним относятся антрацитовые концентраты, термоантрациты на их основе, нефтяные коксы, природные графиты и сравнительно «чистые» промышленные углеродсодержащие отходы.

Все перечисленные виды углеродного сырья в большей или меньшей степени имеют в своем составе вредные примеси и, кроме того, характеризуются широким диапазоном содержания углерода, выхода летучих веществ и зольности.

Постановка задачи

Состав и свойства сырья определяют способ его переработки и область дальнейшего применения. В настоящей статье рассматривается технология переработки углеродных материалов электротермических печах кипящего слоя при температурах 2000 – 3000 °С [4]. Важным технологическим показателем этого процесса является выход готового продукта, который зависит от величины уноса и степени угара материала. При температурах 2000 – 3000 °С значительную роль играют сложные эндо- и экзотермические реакции, обусловленные многообразием химических элементов, высокой концентрацией тепловой энергии и наличием электрического тока. В этой связи, было исследовано влияние состава углеродного сырья на величину угара углерода в материале.

Основная часть исследований

Методика исследования включала моделирование химического равновесия многокомпонентных систем с учетом агрегатного состояния вещества при заданных термодинамических параметрах: температуре $t = 2000 - 3000$ °С и давлении $p = 0,1$ МПа [5]. Правомерность такого подхода оправдывается в случаях с высоким уровнем концентрации энергии в замкнутых объемах, когда велики скорости протекания реакций, приводящие систему в состояние локального равновесия. Условием равновесия при этом является максимум энтропии системы: $dS = 0$ и $d^2S < 0$.

В работе исследовалось влияние состава углеродного сырья (табл. 1) на угар с учетом изменения удельного расхода азота в диапазоне $v_{N_2} = 0,01 - 1$ кг/кг. В электротермических печах кипящего слоя расход азота, как агента псевдоожижения, определяется гранулометрическим составом дисперсного материала, а также режимами аэро- и электродинамической устойчивости и, по сути, является управляемым параметром, позволяющим минимизировать степень угара углерода.

Из полученных данных (рис. 1) видно, что сырье с малым содержанием водорода в меньшей степени подвержено угару. Здесь необходимо отметить графит ГАК-2, величина угара которого не превышает 0,4 %, а также прокаленный нефтяной кокс с угаром 2 – 5 % при 3000 °С. Таким образом, эти материалы лучше всего подходят для рассматриваемой технологии.

Малопригоден для высокотемпературной обработки антрацит, поскольку его угар при 2000 °С составляет 3 – 5 %, а на верхней границе температурного диапазона достигает 30 – 90 %. Величина угара термоантрацита при этом в 3 – 4 раза меньше, но остается довольно высокой. Тем не менее в определенных сочетаниях температуры тер-

мообработки 2300 – 2700 °С и удельного расхода азота угар термоантрацита может быть ограничен до 5 %.

Таблица 1

Химический состав исследованных углеродных материалов

Сырье	Химический состав, %					
	C ^d	H ^d	N ^d	O ^d	S ^d	A ^d
Антрацит	88,90	1,86	1,16	1,16	1,60	5,32
Термоантрацит	92,5	0,30	0,60	0,60	1,00	5,00
Графит марки ГАК-2	99,00	-	-	-	-	1,00
Прокаленный нефтяной кокс	97,30	0,05	0,75	0,80	0,67	0,43

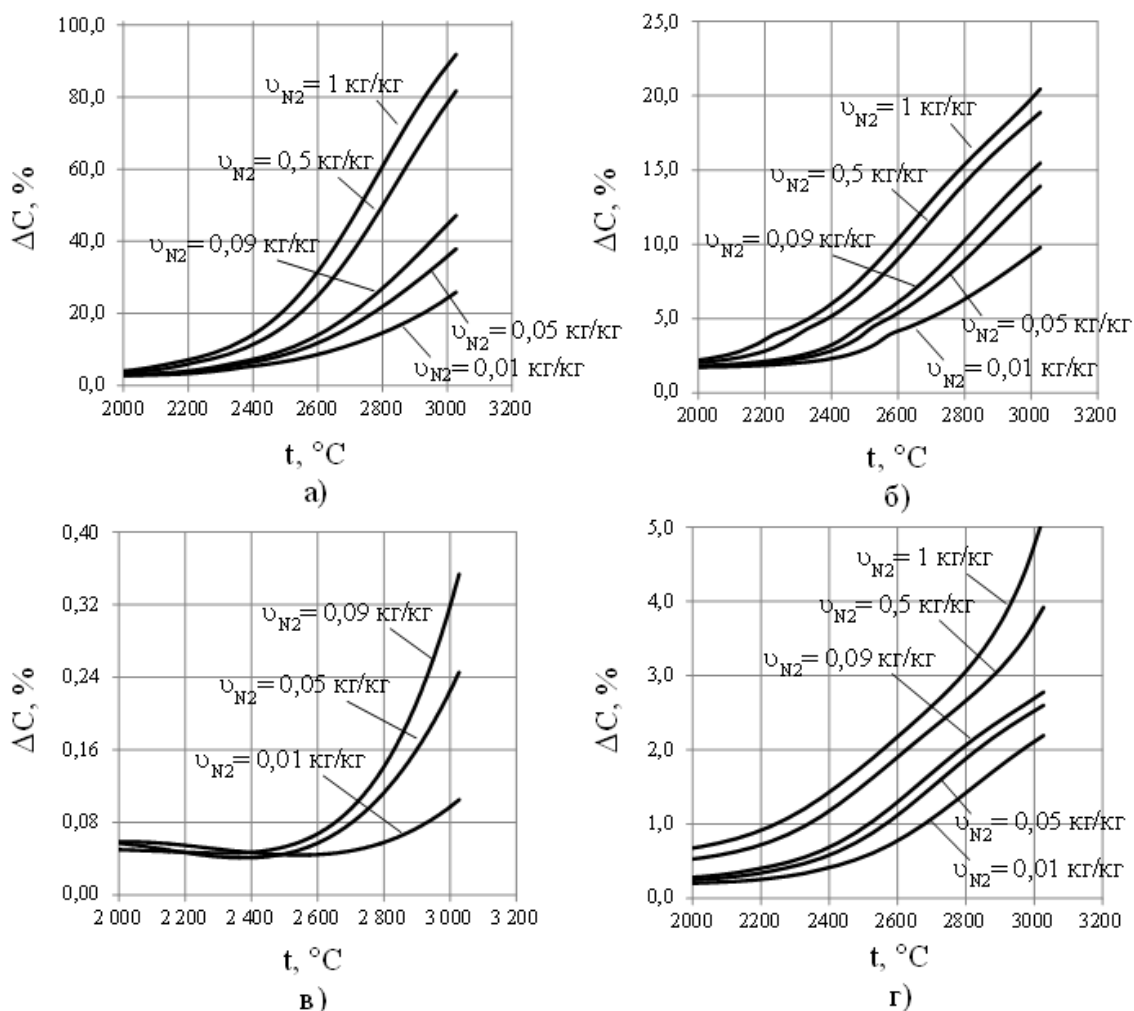


Рис. 1. Влияние температуры и удельного расхода азота на величину угара углерода: а) антрацит; б) термоантрацит; в) природный графит марки ГАК-2; г) прокаленный нефтяной кокс

Особую роль в процессах угара играет азот. При высоких температурах с увеличением его удельного расхода от 0,01 кг/кг до 1 кг/кг

угар углерода может возрастать в несколько раз, что существенно для материалов с высоким содержанием водорода, таких как антрацит и термоантрацит. Отсюда следует, что в технологии высокотемпературного электротермического кипящего слоя целесообразно использовать тонкодисперсный материал с размером фракций 100 – 300 мкм, соответственно малой скоростью псевдоожижения и удельным расходом азота в пределах 0,01 – 0,10 кг/кг.

Выводы

Основными факторами, приводящими к увеличению угара, является наличие водорода в материале, влажность сырья, высокие температура обработки и удельный расход азота на псевдоожижение. Для рассмотренной технологии лучше всего подходят природные графиты и прокаленные нефтяные коксы с малым содержанием летучих компонентов, в меньшей степени – термоантрацит. Малопригодны антрацитовые концентраты, однако возможна их обработка при сравнительно низких температурах до 2000 °С.

Список литературы

1. Капленко О. Г. Чистота графитовых и углеродных материалов / О. Г. Капленко, И. В. Гурин, Т. С. Яковицкая // Вопросы атомной науки и техники. – 2011. – № 2. – С. 132–136.
2. Борисоглебский Ю. В. Металлургия алюминия / Борисоглебский Ю. В., Галевский Г. В., Кулагин Н. М. и др. – Новосибирск : Наука. Сибирская издательская фирма РАН, 1999. – 438с.
3. Барсуков В. З. Использование графитов Завальевского месторождения в качестве активных материалов для литий-ионных аккумуляторов / Барсуков В. З., Ильин Е. А., Лихницкий К. В. и др. // Электрохимия. – М.: Наука, 2008. – Т 44, № 5. – С. 624–630.
4. Бородуля В. А. Высокотемпературные процессы в электротермическом кипящем слое / В. А. Бородуля. – Минск : Наука и техника, 1973. – 173 с.
5. Трусов Б. Г. Программная система моделирования фазовых и химических равновесий при высоких температурах / Б. Г. Трусов // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Приборостроение. – 2012. – Спец. вып. 2 : Программная инженерия. – С. 240–249.

Рукопись поступила 09.10.2015 г.

АНОТАЦІЇ

УДК 662.661.25: 621.078

Барішенко О.М., Луценко О.В.

Розробка прогнозуючої системи управління з використанням імпульсно-реверсивної подачі теплоносіїв в термічних печах.

С. 5–17.

Укр.

Бібл. – 5 найм.

Обстеження пічного господарства металургійних заводів України показало, що питома витрата палива у вітчизняних печах значно вища у порівнянні з зарубіжними аналогами. В статті наводиться аналіз існуючих способів удосконалення якості нагріву металу та економії палива в термічних печах, розробка імпульсно-реверсивної подачі теплоносіїв в печі, а також рекомендації щодо прогнозуючої системи управління запропонованим способом подачі теплоносіїв при мінімальних змінах в конструкції печі.

Ключові слова: термічна піч; імпульсно-реверсивна подача теплоносіїв; прогнозуюча система.

Барішенко Е.Н., Луценко О.В.

Разработка прогнозирующей системы управления с использованием импульсно-реверсивной подачи теплоносителей в термических печах.

Исследование печного хозяйства металлургических заводов Украины показало, что удельный расход топлива в отечественных печах значительно выше в сравнении с зарубежными аналогами. В статье приводится анализ существующих способов усовершенствования качества нагрева металла и экономии топлива в термических печах, разработка импульсно-реверсивной подачи теплоносителей в печь, а также рекомендации для прогнозирующей системы управления предложенным способом подачи теплоносителей при минимальных изменениях в конструкции печи.

Ключевые слова: термическая печь; импульсно-реверсивная подача теплоносителей; прогнозирующая система.

Barishenko E.N., Lutsenko O.V.

Development of forecast control system with pulse-reverse supply coolant in thermal furnaces.

The article presents an analysis of existing ways of improving the quality of metal heating and fueleconomy in thermal furnaces, development of pulse-reverse coolant supply in the furnace, and recommendations for predictive control system, which implements the proposed method coolant supply with minimal modifications in the furnacedesign.

Keywords: thermal furnace; pulse-reverse coolant supply; predicting system.

УДК 669.184

Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Гупало Е.В.

Моделирование разогрева сталеразливочного ковша открытым факелом.

С. 18– 24.

Рус.

Библ. – 12 назв.

Разработана компьютерная модель теплового состояния сталеразливочного ковша при его термической подготовке. Получено изменение температурного поля футеровки при нагреве ковша открытым факелом на установке сушки и высокотемпературного разогрева. Результаты исследования полезны для оптимизации режимов подготовки сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш; разогрев футеровки; открытый факел.

Бейцун С.В., Михайловський М.В., Гупало О.В.

Моделювання розігріву сталерозливного ковша відкритим факелом.

Розроблено комп'ютерну модель теплового стану сталерозливного ковша при його термічній підготовці. Отримано зміну температурного поля футерівки при нагріванні ковша відкритим факелом на установці сушки і високотемпературного розігріву. Результати дослідження корисні для оптимізації режимів підготовки сталерозливних ковшів.

Ключові слова: сталерозливний ківш; розігрів футерівки; відкритий факел.

Beitsoun S.V., Mikhailovsky M.V., Gupalo O.V.

Modeling of the thermal state of the steel casting ladle during its heating by the open flame.

A computer model of the thermal state of the steel casting ladle during its thermal treatment was developed. The paper shows the thermal changes of the ladle lining which were obtained by simulating of the ladle heating. The results of the study can be useful for optimizing the preparation conditions of steel casting ladles.

Keywords: steel ladle; heating of ladle lining; open flame.

УДК 669.046.532

Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.

Предпосылки к применению пульсационно-резонансного сжигания топлива.

С. 25 – 42.

Рус.

Библ. – 15 назв.

Представлен анализ результатов применения пульсаций в технологических и энергетических процессах. Разработана методика акустического анализа рабочего объема печи с целью определения диапазона частот вынужденных колебаний, в которых следует ожидать технологический резонанс. Выполнена оценка определения этих частот в процессе эксплуатации печи. Проанализированы основные виды устройств для возбуждения пульсаций. Определены характеристики механического вращающегося пульсатора с цилиндрическим прерывателем.

Ключевые слова: топливо; сжигание; пульсация; резонанс; акустический анализ; частота.

Гічов Ю.О., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.

Передумови для застосування пульсаційно-резонансного спалювання палива.

Представлено аналіз результатів застосування пульсацій в технологічних і енергетичних процесах. Розроблена методика акустичного аналізу робочого простору печі з метою визначення діапазону частот вимушених коливань, в яких слід очікувати технологічний резонанс. Виконана оцінка визначення цих частот в процесі експлуатації печі.

Проаналізовано основні види пристроїв для збудження пульсацій. Визначено характеристики механічного обертового пульсатора з циліндричним переривачем.

Ключові слова: паливо; спалювання; пульсація; резонанс; акустичний аналіз; частота.

Gichov U.A., Stupak M.U., Matsukevych M.U.

Preconditions for application of pulsation resonance in fuel combustion.

We have analyzed results of pulsation application in technological and energy processes. We have developed a method of acoustic analysis of the working volume of the furnace to determine the frequency range of forced vibrations in which we should expect technological resonance.

We have analyzed the main types of devices for excitation of pulsations and determined characteristics of the mechanical rotating pulsator jig with a cylindrical breaker.

Keywords: fuel; combustion; pulsation; resonance; acoustic analysis; frequency.

УДК 669.046.532

Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Перцевой В.А., Мацукевич М.Ю.

Разработка способа пульсационно-резонансного сжигания топлива для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей.

С. 43 – 55.

Рус.

Библ. – 16 назв.

Приведен обзор существующих способов тепловой подготовки сталеразливочных ковшей. Разработана методика акустического анализа рабочего объема ковша с целью определения резонансных частот пульсаций. Изложены принципы пульсационно-резонансного сжигания топлива и результаты опытно-промышленных исследований на посту сушки сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: пульсация; резонанс; сжигание топлива; сушка; сталеразливочный ковш.

Гічов Ю.О., Ступак М.Ю., Перцевий В.О., Мацукевич М.Ю.

Розробка способу пульсаційно-резонансного спалювання палива для сушки і розігрівання сталерозливних ковшів.

Наведено огляд існуючих способів теплової підготовки сталерозливних ковшів. Розроблено методику акустичного аналізу робочого об'єму ковша з метою визначення резонансних частот пульсацій. Викладено принципи пульсаційно-резонансного спалювання палива і результати дослідно-промислових досліджень на посту сушки сталерозливних ковшів.

Ключові слова: пульсація; резонанс; спалювання палива; сушка; сталерозливний ківш.

Gichov U.A., Stupak M.U., Percevoy V.A., Matsukevych M.U.

Method of pulsation resonance burning fuel for drying and heating of the casting ladle development.

A review of the existing methods of thermal preparation of ladles is presented. The method of acoustic analysis of the working volume the ladle to determine the resonant frequency of pulsations is developed. Principles of pulsating resonance fuel combustion and the results experimental and industrial researches in the area of drying of the casting ladles are listed.

Keywords: pulsation; resonance; fuel combustion; drying; casting ladle.

УДК 536.21

Горбунов А.Д., Уклеина С.В.

Об одном способе решения нелинейных задач теплопроводности.

С. 56 – 67.

Рус.

Библ. – 7 назв.

На основе анализа конвективного нагрева (охлаждения) тел правильной геометрической формы выведено интегральное уравнение, с помощью которого можно приближенно решать задачи теплопроводности с нелинейностью в граничных условиях в регулярной стадии нагрева. С помощью интегрального уравнения получено простое аналитическое решение задачи переноса теплоты при нестационарном коэффициенте теплообмена.

Ключевые слова: конвективный нагрев (охлаждение); тела правильной геометрической формы; нелинейная задача теплопроводности; регулярная стадия нагрева; нестационарный коэффициент теплообмена.

Горбунов О.Д., Уклеина С.В.

Про один шлях рішення нелінійних задач теплопровідності.

На основі аналізу конвективного нагріву (охолодження) тіл правильної геометричної форми виведено інтегральне рівняння, за допомогою якого можна наближено вирішувати задачі теплопровідності з не лінійністю в граничних умовах в регулярній стадії нагріву. За допомогою інтегрального рівняння отримано просте аналітичне рішення задачі переносу теплоти при нестационарному коефіцієнті теплообміну.

Ключові слова: конвективний нагрів (охолодження); тіла правильної геометричної форми; нелінійна задача теплопровідності; регулярна стадія нагрівання; нестационарний коефіцієнт теплообміну.

Gorbunov A.D., Ukleina S.V.

Method for solving nonlinear problems of heat conduction.

Based on analysis of convection heating (cooling) of the bodies of regular geometric shape derived integral equation, by which thermal conductivity can be approximated to solve the problem with non-linearity in the boundary conditions in the regular heating step. Using the integral equation, we a simple analytical solution for heat transfer in unsteady heat transfer coefficient have been obtain.

Keywords: convective heat (cooling) body regular geometrical shape; nonlinear heat conduction problem; regular heating stage; transient heat transfer coefficient.

УДК 66.045

Грес Л.П., Быстров А.Е., Флейшман Ю.М., Воробьёва Л.А., Иванов М.Ю.

Определение коэффициентов газодинамического сопротивления насадки с горизонтальными проходами доменных воздухонагревателей.

С. 68 – 77.

Рус.

Библ. – 9 назв.

Построена установка для исследования газодинамических и тепловых характеристик насадки с горизонтальными проходами. Получены соотношения $\lambda_{тр} = f_1(Re)$, $lg Eu = f_2(lg Re)$, $\Delta P = f_3(V_v)$, $\lambda_{тр} = f_4(Re)$ для шероховатого сплошного канала, вертикальных каналов с двумя и тремя горизонтальными проходами, для насадочного блока с горизонтальными проходами.

Ключевые слова: воздухонагреватель; насадка; теплообмен; коэффициент газодинамического сопротивления.

Грес Л.П., Быстров А.Е., Флейшман Ю.М., Воробйова Л.А., Иванов М.Ю.

Визначення коефіцієнтів газодинамічного опору насадки з горизонтальними проходами доменних повітрянагрівачів.

Побудовано установку для дослідження газодинамічних і теплових характеристик насадки з горизонтальними проходами. Отримані співвідношення $\lambda_{тер} = f_1(Re)$, $lg Eu = f_2(lg Re)$, $\Delta P = f_3(V_n)$, $\lambda_{тер} = f_4(Re)$ для шорсткуватого суцільного каналу, вертикальних каналів із двома та трьома горизонтальними проходами, для насадочного блоку з горизонтальними проходами.

Ключові слова: повітрянагрівач; насадка; теплообмін; коефіцієнт газодинамічного опору

Gres L.P., Bystrov A.Ye, Fleishman M.Yu., Vorobiova L.A., Ivanov M.Yu.

Definition of coefficients gas-dynamic resistance of heat-exchange checker with horizontal passages Cowper stoves.

It has been built the facility for the study of gas dynamic and thermal characteristics of checkers with horizontal channels. It was obtained relations hold $\lambda = f_1(Re)$, $lg Eu = f_2(lg Re)$, $\Delta P = f_3(V_a)$, $\lambda = f_4(Re)$ for the rough continuous channel vertical, channels with two or three horizontal channels, for checkers with horizontal channels.

Key words: Cowper stoves; heat-exchange checker; convective heat ex-

change; heat-transfer coefficient.

УДК 621.1:628.336.712

Иванов И.И., Саввин А.В., Бабенко Л.В., Кравцов С.В., Сухарева М.В.

Оценка степени опасности загрязнения воздушного бассейна выбросами при производстве кокса.

С. 79 – 87.

Рус.

Библ. – 8 назв.

Показана приоритетность задач защиты окружающей среды для устойчивого развития экономики, острота проблемы обеспечения экологической безопасности металлургической отрасли, и, особенно, коксохимических предприятий. Дана характеристика пылегазовых выбросов при производстве кокса, основных вредных веществ в них, последствий их воздействия на население и природные экосистемы. Для условий коксового производства ЧАО «ЕВРАЗ ДМЗ» рассчитаны максимальные приземные концентрации вредных веществ от выбросов цеха, установлено превышение интегральным показателем загрязнения нормативного значения в 13,2 раза и дана оценка степени опасности загрязнения воздушного бассейна. Найдены индексы загрязнения по отдельным ингредиентам и источникам выбросов; выделены приоритетные из них, требующие проведения первоочередных природоохранных мероприятий.

Ключевые слова: металлургия; производство кокса; пылегазовые выбросы; вредные вещества; воздушный бассейн; показатель загрязнения; защита окружающей среды.

Иванов І.І., Саввін О.В., Бабенко Л.В., Кравцов С.В., Сухарева М.В.

Оцінка ступеня небезпеки забруднення повітряного басейну викидами при виробництві коксу.

Показана пріоритетність задач захисту довкілля для стійкого розвитку економіки, гострота проблеми забезпечення екологічної безпеки металургійної галузі, і, особливо, коксохімічних підприємств. Дана характеристика пилогазових викидів при виробництві коксу, основних шкідливих речовин в них, наслідків їх дії на населення і природні екосистеми. Для умов коксового виробництва ЧАО «ЄВРАЗ ДМЗ» розраховані максимальні приземні концентрації шкідливих речовин від викидів цеху, встановлено перевищення інтегральним показником забруднення нормативного значення в 13,2 рази і дана оцінка ступеня небезпеки забруднення повітряного басейну. Знайдені індекси забруднення по окремих інгредієнтах і джерелах викидів; виділені пріоритетні з них, які вимагають проведення першочергових природоохоронних заходів.

Ключові слова: металургія; виробництво коксу; пилогазові викиди; шкідливі речовини; повітряний басейн; показник забруднення; захист довкілля.

Ivanov I.I., Savvin A.V., Babenko L.V., Kravtsov S.V., Sykhareva M.V.

Assessment of the air pool pollution dangers emissions in the coke production.

The priorities of environmental protection for the sustainable development of the economy, the importance of ensuring ecological safety problem in metallurgical industry, and especially the coke industry is shown. The characteristic of dust and gas emissions in the coke production, the main their harmful substances, their effects on the population and natural ecosystems are given. For the conditions of coke production of PJSC "EVRAZ DMZ" calculated maximum surface concentrations of harmful substances from emissions of the plant, found the excess of the index of contamination by the normative values of 13.2 times and the estimation of the severity of air pollution. Found the pollution indices for the individual ingredients and sources of emissions; the priority of them requiring priority environmental protection measures.

Keywords: metallurgy; production of coke; dust and gas emissions; hazardous substances; air pool; air pollution index; environmental protection.

УДК 621.1:628.336.712

**Иванов И.И., Саввин А.В., Сухарева М.В., Мешкова А.Г.,
Бабенко Л.В.**

Экспериментальная оценка срывных характеристик горелок при сжигании газового топлива в рециркуляте.

С. 88–95.

Рус.

Библ. – 12 назв.

Показаны возможности повышения качества и экономичности процесса тепловой обработки изделий при использовании рециркуляции продуктов сгорания, ее высокая эффективность с точки зрения повышения экологической безопасности эксплуатации тепловых агрегатов. Рассмотрен механизм, виды и последствия нарушений стабильности горения; проанализированы факторы, влияющие на устойчивость режимов работы горелок при подаче в зону горения рециркулята. Приведена методика проведения испытаний горелок на промышленном агрегате, результаты экспериментальных исследований границ устойчивого горения газового топлива в среде рециркулята, полученная их обработкой критериальная модель для оценки скорости срыва факела.

Ключевые слова: горение; топливо; рециркуляция; устойчивость; эксперимент; критерий; модель.

Іванов І.І., Саввін О.В., Сухарева М.В., Мешкова А.Г., Бабенко Л.В.

Експериментальна оцінка зривних характеристик пальників при спалюванні газового палива в рециркуляті.

Показані можливості підвищення якості і економічності процесу теплової обробки виробів при використанні рециркуляції продуктів згорання, її висока ефективність з точки зору підвищення екологічної безпеки експлуатації теплових агрегатів. Розглянуто механізм, види і наслідки порушень стабільності горіння; проаналізовані чинники, що впливають на стійкість

режимів роботи пальників при подачі в зону горіння рециркуляту. Наведена методика проведення випробувань пальників на промисловому агрегаті, результати експериментальних досліджень меж стійкого горіння газового палива в середовищі рециркуляту, отримана їх обробкою критерійна модель для оцінки швидкості зриву факелу.

Ключові слова: горіння; паливо; рециркуляція; стійкість; експеримент; критерій; модель.

Ivanov I.I., Savvin A.V., Sykhareva M.V., Meshkova A.G., Babenko L.V.

Experimental evaluation of failure characteristics of the burners from the combustion of recycling gas fuel.

The possibilities of increasing the Heat treatment of products quality and process efficiency in the use of recirculation of the combustion products, its high efficiency in terms of ecological safety increase of thermal units operation are shown.

The mechanism, the types and the consequences of combustion stability infringements are considered; the analysis of factors affecting the operating modes of the burners feeding stability in recycling combustion zone are review.

The technique of testing the burners in industrial unit, the results of the steady burning gaseous fuels boundaries experimental studies in the medium recycling are shown, received by their treatment the criterion model for evaluating the torch failure speed.

Keywords: burning; fuel; recycling; sustainability; experiment; criterion; model.

УДК 621.635

Ильин С.В.

К расчету улиточного диффузора центробежного насоса для привода агрегатов.

С. 96–104.

Рус.

Библ. – 6 назв.

Среди разнообразнейших устройств, созданных для перекачивания жидкостей, наиболее практичным оказался центробежный насос: принцип работы этого агрегата обеспечивает сочетание высокой производительности и хорошего напора, но при этом позволяет сделать конструкцию предельно простой. Одним из элементов рабочей части центробежного насоса является корпус (улитка), которая в значительной мере определяет параметры работы центробежной машины. Таким образом, на этапе проектирования такой гидравлической машины, особое внимание уделяется геометрическим характеристикам улиточного диффузора насоса. В статье представлен новый подход к порядку расчета центробежного насоса, выведены зависимости между параметрами колеса машины и размерами улитки.

Ключевые слова: центробежный насос; улиточный диффузор; рабочее колесо; угол крутки.

Ільїн С.В.

До розрахунку равликового дифузора відцентрового насоса для привода агрегатів.

Серед різноманітних пристроїв, створених для перекачування рідин, найбільш практичним виявився відцентровий насос: принцип роботи цього агрегату забезпечує сполучення високої продуктивності та напору, але при цьому дозволяє зробити конструкцію гранично простою. Одним з елементів робочої частини відцентрового насоса є корпус (равлик), що значною мірою визначає параметри роботи відцентрової машини. Таким чином, на етапі проектування такої гідравлічної машини, особлива увага приділяється геометричним характеристикам равликового дифузора насоса. У статті представлений новий підхід до порядку розрахунку відцентрового насоса, виведені залежності між параметрами колеса машини й розмірами равлика.

Ключові слова: відцентровий насос; равликовий дифузор; робоче колесо; кут крутки.

Ilyin S.V.

The calculation of a centrifugal pump snail diffuser for driving aggregates.

Among the most diverse devices designed for pumping liquids, the most practical device is a centrifugal pump. This unit operation principle provides a combination of high productivity and good pressure, but at the same time it makes the design extremely simple. The body (snail) is one of the centrifugal pump working part elements. The snail determines the centrifugal machine parameters. Special attention is paid to the geometric characteristics of the snail pump diffuser during designing hydraulic machine stage. The article presents a new approach of the calculation procedure for a centrifugal pump. The dependencies between the machine wheel parameters and the dimensions of the snail pump diffuser are derived in the article.

Keywords: centrifugal pump; snail diffuser; working wheel; angle twist.

УДК 669.162

Каракаш Е.А., Меньков А.В., Стец М.Ю.

Разработка модернизированной конструкции газогенератора для газификации твердого углеродсодержащего сырья с целью снижения удельного энергопотребления и уменьшения вредных выбросов в окружающую среду.

С. 105–109.

Рус.

Библ. – 4 назв.

В статье рассматриваются особенности технологии по переработке твердых материалов (в том числе бытовых и промышленных отходов), которые содержат соединения углерода и водорода. В работе приведено описание отдельных элементов конструкции предлагаемого газогенератора для повышения эффективности его работы и снижения удельного выхода вредных веществ.

Ключевые слова: газогенератор; вредные выбросы; углерод и водород.

Каракаш Е.О., Меньков А.В., Стец М.Ю.

Розробка модернізованої конструкції газогенератора для газифікації твердої сировини, що містить в собі вуглець, з метою зниження питомого енергоспоживання і зменшення шкідливих викидів в навколишнє середовище.

У статті розглядаються особливості технології з переробки твердих матеріалів (в тому числі побутових і промислових відходів), які містять сполуки вуглецю і водню. В роботі наведено опис окремих елементів конструкції запропонованого газогенератора для підвищення ефективності його роботи та зниження питомого виходу шкідливих речовин.

Ключові слова: газогенератор; шкідливі викиди; вуглець і водень.

Karakash E., Menkov A., Stets M.

Design of a modernized gas generator development for gasification of solid carbonaceous raw materials in order to reduce specific energy consumption and reduce harmful emissions into the environment.

In the paper features of technology on processing of solid materials (including household and industrial wastes), which contain compounds of carbon and hydrogen, are considered. In work the description of separate elements of a design of the offered gas generator for increase of efficiency of its work and decrease in specific output of harmful substances is resulted.

Key words: gas generator; industrial wastes; carbon and hydrogen.

УДК 621.1

Литовченко Ю.К.

Минимизация энергозатрат в теплотехнических аппаратах.

С. 110 – 123.

Рус.

Библ. – 5 назв.

Показано, что для теплотехнических аппаратов циклического действия, в которых первичным энергоносителем следует топливо, предназначенных для нагревания материалов и изделий, коэффициент полезного действия, то есть доля теплоты горения топлива, которую усваивает материал, не может превзойти определенной величины. Коэффициент полезного действия стремится к этому предельному значению при неограниченном увеличении продолжительности процесса, производительность аппарата при этом стремится к нулю. Для топливных и электрических нагревательных аппаратов рассмотрены условия, при которых оптимальная длительность нагрева ограничена, а также условия, при которых энергозатраты не зависят от режима нагрева.

Ключевые слова: теплотехнические аппараты; топливные; электрические; предел; коэффициент полезного действия.

Литовченко Ю.К.

Мінімізація енерговитрат в теплотехнічних апаратах.

Показано, що для теплотехнічних апаратів циклічного способу дії, в яких первинним енергоносієм є паливо, призначених для нагрівання матеріалів та виробів, коефіцієнт корисної дії, тобто частка теплоти горіння палива, що поглинається матеріалом, не може перевершити певного значення.

ня. Коефіцієнт корисної дії наближається до цього значення, якщо тривалість процесу необмежено зростає, продуктивність апарату при цьому стає нульовою. Для паливних та електричних нагрівальних апаратів наведені умови, за яких оптимальна тривалість нагріву обмежена, а також умови за яких енерговитрати не залежать від режиму нагрівання.

Ключові слова: теплотехнічні апарати; паливні; електричні; межа; коефіцієнт корисної дії.

Litovchenko Yu. K.

Minimizing of energy losses in thermal machines.

It is shown that for the thermal machines of cycling activity, in which the primary source of energy is fuel, intended for the heating of materials and products, the efficiency, i.e. the share of the heat of combustion of the fuel, which the material assimilates, cannot exceed a certain value. Efficiency tends to the limiting value with an unlimited increase in the duration of the process, while the machine performance tends to zero. For the fuel and electric heating machines the conditions under which the optimal duration of the heating is limited, as well as the conditions under which the energy loss does not depend on the heating mode.

Keywords: thermal; fuel; electrical; limit; efficiency.

УДК 621.1

Литовченко Ю.К., Литовченко М.М.

Аналогии в задачах гидромеханики и теплопроводности.

С. 124–129.

Рус.

Библ. – 4 назв.

Обосновано предложение, что, при определенных условиях, один и тот же процесс теплопроводности может быть как стационарным, так и нестационарным, в зависимости от того, Эйлеровы или Лагранжевы координаты использованы в математической модели этого процесса. Приведены примеры.

Ключевые слова: гидромеханика; теплопроводность; системы координат; температура; скорость; стационарный и нестационарный процесс.

Литовченко Ю.К., Литовченко М.М.

Аналогії в задачах гідромеханіки та теплопровідності.

Обґрунтовано припущення що за нових умов, один і той самий процес теплопровідності може бути як стаціонарним, так і нестаціонарним, залежно від того Ейлерові чи Лагранжеві координати використані в математичній моделі цього процесу. Наведені приклади.

Ключові слова: гідромеханіка; теплопровідність; системи координат; температура; швидкість; стаціонарний та нестаціонарний процес.

Litovchenko Yu.K., Litovchenko M.M.

Analogies in problems of fluid mechanics and thermal conductivity.

Was reasonable assumption that under certain conditions the same process as the thermal conductivity can be stationary or non-stationary, depending on whether Lagrange Euler coordinates used in the mathematical model of the proc-

ess. Here are some examples hydromechanics, heat conduction, the coordinate system, temperature, speed, stationary and non-stationary process.

Keywords: hydromechanics; heat conduction; the coordinate system; temperature; speed; stationary and non-stationary process.

УДК 33.013.6

Магєра Ю.М., Павлюк Н.Ю.

Створення методики експериментального визначення теплоти згоряння ТПВ.

С. 130–139.

Укр.

Бібл.- 4 найм.

Показано важливість рішення науково-практичної задачі визначення теплоти згоряння твердих побутових відходів (ТПВ). На основі аналізу існуючих методик, зроблено висновок, що вони базуються на визначенні вмісту основних компонентів ТПВ і подальшому розрахунку теплоти згоряння ТПВ. Обґрунтовано доцільність створення альтернативної методики, яка б дозволяла на пряму визначати теплотворну здатність ТПВ шляхом їх спалення. Розроблена методологія та визначені технічні засоби для проведення експериментальних досліджень з визначення теплоти згоряння довільної наважки твердих побутових відходів шляхом спалення наважки в лабораторному котлі-утилізаторі та визначення теплоти, що відповідає згорянню 1 кг ТПВ, в результаті розрахункової обробки показань вимірювальних приладів.

Ключові слова: тверді побутові відходи; теплота згоряння; модельна наважка; калориметрична бомба; котел-утилізатор.

Магєра Ю.М., Павлюк Н.Ю.

Создание методики экспериментального определения теплоты сгорания ТБО.

Показана важность решения научно-практической задачи определения теплоты сгорания твердых бытовых отходов (ТБО). На основе анализа существующих методов, сделан вывод, что они базируются на определении содержания основных компонентов ТБО и последующем расчете теплоты сгорания ТБО. Обосновано целесообразность создания альтернативной методики, которая позволяла бы напрямую определять теплоту сгорания ТБО путем их сжигания. Разработана методология и определены технические средства для проведения экспериментальных исследований по определению теплоты сгорания произвольной навески твердых бытовых отходов путем сжигания навески в лабораторном котле-утилизаторе и определения теплоты, которая соответствует сжиганию 1 кг ТБО, путем расчетной обработки показаний измерительных приборов.

Ключевые слова: твердые бытовые отходы; теплота сгорания; модельная навеска; калориметрическая бомба; котел-утилизатор.

Magєra Y., Pavliuk N.

Creation of method for experimental determining of MSW heating value.

Importance of scientific-practical task solution of municipal solid wastes (MSW) heating value definition is shown. On the basis of existing methods analysis conclusion is made that all of them base on main MSW constituents yield determining and further calculation of heating value. The reasonability of alternative method creation that would allow direct determining of MSW heating value by its burning down is substantiated. Methodology is created and technical gauges are defined for experimental research for determining of arbitrary pile of municipal solid wastes heating value by its burning down in laboratory boiler-utilizer and finding heat corresponding to burning of MSW 1 kg by calculation processing of measuring gauges data.

Key words: municipal solid wastes; heating value; model pile; calorimetric bomb; boiler-utilizer.

УДК 504.06:006.03

Матухно О.В.

Аналіз питання відповідності вітчизняних та європейських стандартів екологічної безпеки.

С. 140 – 148.

Укр.

Бібл. – 9 найм.

Проведено порівняльний аналіз та складено перелік нормативів ISO серії 14000 та наявних відповідних їм державних стандартів України. Встановлено, що державна система нормативних документів з питань екології потребує суттєвої доробки в сфері використання існуючих стандартів ISO в зв'язку з неповним охоплення екологічних питань державними нормативними документами ДСТУ ISO (гармонізованими з міжнародними). Запропоновано доповнення ДСТУ конкретними вимогами та рекомендаціями, оформленими у вигляді обов'язкових до виконання в Україні національних додатків. Рекомендована розробка комбінованих нормативно-технічних документів з питань лабораторно-дослідного та інженерного напрямків захисту довкілля. Розроблені пропозиції щодо адаптації державних стандартів з екології до міжнародних вимог дозволять спростити інтеграцію українських фахівців та їх розробок до країн ЄС.

Ключові слова: екологія; екологічна безпека; навколишнє природне середовище; Державні стандарти України; Європейський союз; міжнародні стандарти; ISO 14000.

Матухно Е.В.

Анализ вопроса соответствия отечественных и европейских стандартов экологической безопасности.

Проведен сравнительный анализ и составлен перечень нормативов ISO серии 14000 и соответствующих им государственных стандартов Украины. Установлено, что государственная система нормативных документов по вопросам экологии требует существенной доработки в сфере использования существующих стандартов ISO в связи с неполным охватом экологических вопросов государственными нормативными документами ДСТУ ISO (гар-

монизированным с международными). Предложено дополнить ДСТУ конкретными требованиями и рекомендациями, оформленными в виде обязательных к исполнению в Украине национальных приложений. Рекомендована разработка комбинированных нормативно-технических документов по вопросам лабораторно-исследовательского и инженерного направлений защиты окружающей среды. Разработанные предложения по адаптации государственных стандартов по экологии к международными требованиями позволят упростить интеграцию украинских специалистов и их разработок в страны ЕС.

Ключевые слова: экология; экологическая безопасность; окружающая среда; Государственные стандарты Украины; Европейский союз; международные стандарты; ISO 14000.

Matukhno O.V.

Analysis of the compliance issue national and European environmental standards.

In the article we have compiled a list of the standards ISO 14000 and corresponding Ukrainian standards and found that the state system of normative documents (DSTU) on environmental issues requires significant improvement to be compliant with existing ISO standards.

The recommendations on the adaptation of environmental standards to international standards, which will facilitate the integration of Ukrainian specialists and their development in the EU.

Keywords: ecology; ecological safety; the environment; State standards of Ukraine; the European Union; international standards; ISO 14000.

УДК 669–147:621.77

Полещук В.М., Бровкин В.Л., Витер Т.О.

Повышение теплосодержания непрерывнолитого слитка сортовой МНЛЗ.

С. 149 – 155.

Рус.

Библ. – 6 назв.

Работа направлена на повышение теплосодержания непрерывнолитого слитка. Для расчета температурных полей непрерывнолитого слитка по длине МНЛЗ использована математическая модель теплообмена на основе численного решения двумерного дифференциального уравнения теплопроводности с граничными условиями третьего рода. Выполнены расчеты температурных режимов охлаждения слитка при различных скоростях разливки. Показаны возможности совмещения разливки и прокатки заготовок без промежуточного нагрева в методических печах. Составлен тепловой баланс МНЛЗ.

Ключевые слова: непрерывная разливка; температурные поля; производительность; локальное обжигание; тепловой баланс.

Полещук В.М., Бровкін В.Л., Вітер Т.О.

Підвищення тепловмісту безперервнолитого злитку сортової МБЛЗ.

Робота спрямована на підвищення тепловмісту безперервнолитого злитка. Для розрахунку температурних полів безперервнолитого злитка по довжині МБЛЗ використана математична модель теплообміну на основі числового розв'язку двовимірного диференціального рівняння теплопровідності з граничними умовами третього роду. Виконано розрахунки температурних режимів охолодження злитка при різних швидкостях розливання. Показано можливості суміщення розливання і прокатки заготовок без проміжного нагріву в методичних печах. Складено тепловий баланс МБЛЗ.

Ключові слова: безперервне розливання; температурні поля; продуктивність; локальний обтиск; тепловий баланс.

Polyeshchuk V.M., Brovkin V.L., Viter T.O.

Increase the heat content of continuous casting ingot billet CCM.

The work aims to increase the heat content of continuous casting ingot. To calculate the temperature fields of continuous casting ingot along the length of CCM a mathematical model of the heat transfer on the basis of the numerical solution of the two-dimensional differential heat equation with boundary conditions of the third kind developed. It was calculation of temperature regimes cooling of ingot at various casting speeds. It was possibilities of combining casting and rolling billets without intermediate heating in methodical ovens. Compiled by the heat balance of CCM.

Keywords: continuous casting; temperature field; productivity; local compression; heat balance.

УДК 66.45

Пульпинский В.Б., Шемет Т.Н., Усенко А.Ю.

Применение приближенного аналитического метода для расчета нагрева изделий в промышленных печах.

С. 156 – 161.

Рус.

Библ. – 4 назв.

Рассмотрено применение приближенного аналитического метода (ПАМ) для расчета нагрева изделий сложной формы в промышленных печах. Достоверность приближенного аналитического метода для расчета нагрева тел сложной формы зависит от правильности выбора эквивалентного тела простой формы и его эквивалентного размера, а также от продолжительности интервала нагрева. Определен диапазон продолжительности интервала нагрева, при котором погрешность расчета будет минимальной, а также даны рекомендации по количеству членов ряда для определения их суммы.

Ключевые слова: форма тела; эквивалентный размер; температурное поле; приближенный аналитический метод.

Пульпинський В.Б., Шемет Т.М., Усенко А.Ю.

Застосування наближеного аналітичного методу для розрахунку нагріву виробів в промислових печах.

Розглянуто застосування наближеного аналітичного методу (НАМ) для розрахунку нагріву виробів складної форми в промислових печах. Дос-

товірність наближеного аналітичного методу для розрахунку нагрівання тіл складної форми залежить від правильності вибору еквівалентного тіла простої форми і його еквівалентного розміру, а також від тривалості інтервалу нагріву. Визначено діапазон тривалості інтервалу нагріву, при якому похибка розрахунку буде мінімальною, а також дані рекомендації з вибору кількості членів ряду для визначення їх суми.

Ключові слова: форма тіла; еквівалентний розмір; температурне поле; наближений аналітичний метод.

Vladimir Pulpinsky, Tatiana Shemet, Andrey Usenko.

The application of the approximate analytical method for the calculation of heating products in industrial furnaces.

The application of the approximate analytical method for the calculation of the heating of complex shapes in industrial furnaces has been analyzed. The reliability of the analytical method for the approximate calculation of the heating bodies of complex shape depends on the correct choice of the equivalent body of simple shape and its equivalent size, and the duration of heating interval. The range of heating time interval with minimal calculation error has been determined. The recommendations on the number of terms of the series to determine their amount have been given.

Key words: body shape; equivalent size; temperature field; approximate analytical methods.

УДК 662.994

Радченко Ю.М., Пасічник І.В., Шаталов Д.В.

Реконструкція котла-утилізатора.

С. 162 – 166.

Укр.

Бібл. – 3 найм.

Досліджено параметри роботи котла-утилізатора ПМК 30/24-75-5 в умовах роботи за методичною піччю прокатного стану. Розроблено пропозиції що до реконструкції котла та розрахована ефективність запропонованих заходів.

Ключові слова: котел-утилізатор; теплопередача; повітрянагрівач; температурний перепад.

Радченко Ю.Н., Пасечник И.В., Шаталов Д.В.

Реконструкция котла-утилизатора.

Исследованы технологические параметры котла ПМК 30/24-75-5 в условиях работы за методической печью прокатного стана. Разработаны предложения по реконструкции котла и рассчитана эффективность мероприятий.

Ключевые слова: котел-утилизатор; теплопередача; воздухонагреватель; температурный перепад.

Radchenko Yu.N., Pasechnik I.V., Shatalov D.V.

Reconstruction of a recovery boiler.

The technological parameters of a steam boiler PМК 30/24-75-5 under op-

erating conditions behind of a metallurgical furnace of rolling mill are investigated. Model of reconstruction of a steam boiler is proposed, and efficiency of its using is calculated.

Keywords: recovery boiler; heat transfer; air heater; temperature differences.

УДК 66.041.001.2

Романько Я.В., Решетняк И.Л.

Анализ применения комбинированной системы отопления камерной нагревательной печи.

С. 167 – 173.

Рус.

Библ. – 10 назв.

Выполнен анализ тепловой работы камерной нагревательной печи с регенеративными горелками при работе в режиме термообработки стальных изделий. Для исследования влияния различных факторов на показатели печи использована математическая модель. Показано, что в периоды выдержки работа регенеративной системы отопления становится неэффективной. Предложено в эти периоды применять отопление с помощью двухпроводных горелок с утилизацией теплоты продуктов сгорания в рекуператоре. Приведены результаты моделирования тепловой работы печи для регенеративной и комбинированной систем отопления.

Ключевые слова: камерная нагревательная печь; термообработка; регенеративные горелки; рекуператор; математическая модель.

Романько Я.В., Решетняк И.Л.

Аналіз застосування комбінованої системи опалення камерної нагрівальної печі.

Виконано аналіз теплової роботи камерної нагрівальної печі з регенеративними пальниками при роботі в режимі термообробки сталевих виробів. Для дослідження впливу різноманітних факторів на показники печі використана математична модель. Показано, що в періоди витримки робота регенеративної системи опалення стає не ефективною. Запропоновано під час цих періодів використовувати опалення за допомогою двохпроводних пальників з утилізацією теплоти продуктів згоряння в рекуператорі. Приведені результати моделювання теплової роботи печі для регенеративної та комбінованої систем опалення.

Ключові слова: камерна нагрівальна піч; термообробка; регенеративні пальники; рекуператор; математична модель.

Romanko Y., Reshetnjak I.

Analysis of application of combined heating system for chamber heating furnace.

The operating conditions of heating chamber furnace with regenerative burners for heat treatment of steel were analyzed. The influence of different factors that affect furnace efficiency was studied using the mathematical model. As was shown during the holding period the regenerative heating system becomes

ineffective. It was proposed to use the conventional burners and utilize the heat of combustion products in recuperator in time of this period. The results of modeling of heat furnace operation with regenerative and combined heating system were represented.

Keyword: heating chamber furnace; heat treatment; regenerative burners; recuperator; mathematical model.

УДК 669.187.2

Тимошенко С.Н., Губинский М.В.

Повышение энергоэффективности электросталеплавильного процесса с непрерывным плавлением шихты в жидкой ванне.

С. 174 – 183.

Рус.

Библ. – 18 назв.

Выполнено исследование теплообмена в дуговой электропечи с непрерывным плавлением шихты в жидкой ванне. Действенным средством повышения энергоэффективности и производительности процесса является модернизация сталеплавильной ванны в направлении уменьшения отношения ее диаметра к глубине (D_B / H_B). Показано, что переход от традиционной геометрии ванны с отношением $D_B / H_B = 5 - 5,5$ к «глубокой» ванне с $D_B / H_B = 2,0 - 3,0$ позволяет повысить скорость плавления скрапа в 1,3 – 2 раза за счет увеличения интенсивности циркуляции расплава и коэффициента конвективной теплопередачи при пневматическом и электродинамическом перемешивании ванны. Полученные результаты позволяют рассчитывать на достижение удельной производительности процесса с непрерывным плавлением скрапа в ванне не ниже, чем при традиционной технологии с плавлением скрапа за счет энергии излучения дугового разряда.

Ключевые слова: дуговая печь; непрерывное плавление скрапа; глубокая ванна; скорость циркуляции; энергоэффективность.

Тимошенко С.М., Губинський М.В.

Підвищення енергоефективності електросталеплавильного процесу з безперервним плавленням шихти в рідкій ванні.

Виконано дослідження процесів теплообміну в дуговій електропечі з безперервним плавленням шихти в рідкій ванні. Дієвим засобом підвищення енергоефективності та продуктивності процесу є модернізація сталеплавильної ванни в напрямку зменшення відносини її діаметра до глибини (D_B / H_B). Показано, що перехід від традиційної геометрії ванни з відношенням $D_B / H_B = 5 - 5,5$ до «глибокої» ванни з $D_B / H_B = 2,0 - 3,0$ дозволяє підвищити швидкість плавлення скрапу в 1,3 – 2 рази за рахунок збільшення інтенсивності циркуляції розплаву і коефіцієнта конвективної теплопередачі при пневматичному і електродинамічному перемішуванні. Отримані результати дозволяють розраховувати на досягнення питомої продуктивності процесу з безперервним плавленням скрапу в ванні не нижче, ніж у процесі з

плавленням скрапу за рахунок енергії випромінювання дугового розряду.

Ключові слова: дугова піч, безперервне плавлення скрапу, глибока ванна, швидкість циркуляції, енергоефективність.

Timoshenko S.N., Gubynskyi M.V.

Improving the energy efficiency of the electric arc process with continuous melting of the charge in a liquid bath.

The research of heat transfer processes in the electric arc furnace with continuous charge in melting liquid bath is performed. An effective means of improving the efficiency and productivity of the process is the modernization of the steel bath in the direction of reducing the ratio of its diameter to a depth (D_B / H_B). It is shown that the transition from traditional geometry bath ratio $D_B / H_B = 5 - 5.5$ to "deep" bath with $D_B / H_B = 2.0 - 3.0$ improves the melting rate of the scrap by 1.3 – 2 times due to increasing the circulation rate and convective heat transfer coefficient with pneumatic and electrodynamics stirring. These results rely on attainment the specific productivity of the process with continuous melting of scrap in the bath, not lower than in the process of scrap melting by arc radiation.

Keywords: arc furnace, continuous melting of scrap, deep bath, circulation rate, energy efficiency.

УДК 536.4.033, 620.184

Чейлытко А.А.

Комплексные показатели пористой структуры и их связь с теплофизическими характеристиками теплоизоляционных материалов.

С. 184 – 192.

Рус.

Библ. – 8 назв.

В статье описываются методы влияния на пористость теплоизоляционных материалов и влияние пористой структуры на их теплофизические характеристики. Среди основных методов формирования пористой структуры выделен синтез исходных компонентов, их дисперсность и режимы тепловой обработки исходной смеси. Предложены комплексные показатели пористой структуры, которые позволяют использовать новую методологию управления пористой структурой.

Ключевые слова: пористая структура; вспучивание; пористость; теплопроводность; теплоизоляция.

Чейлытко А.О.

Комплексні показники пористої структури і їх зв'язок з теплофізичними характеристиками теплоізоляційних матеріалів.

У статті описуються методи впливу на пористість і зв'язок пористої структури з теплофізичними характеристиками теплоізоляційних матеріалів. Серед основних методів формування пористої структури виділено синтез вихідних компонентів, їх дисперсність і теплова обробка вихідної суміші. Також, на підставі експериментів, в статті показано вплив пористої структури на теплофізичні характеристики матеріалу. Запропоновано ком-

плексні показники пористої структури, які дозволять розробити нову методологію управління пористою структурою.

Ключові слова: пориста структура, спучування, пористість, теплопровідність, теплоізоляція.

Cheilytko Andrii.

Complex indicators of the porous structure and their relation to the thermal characteristics of thermal insulation materials.

This article describes the methods of influence on the porosity of the porous structure and the connection with the thermal characteristics of thermal insulation materials. Among the principal methods of forming a porous structure selected synthesis starting components, their dispersibility and heat treatment of the initial mixture. Also, on the basis of experiments, the article indicates a porous structure on the thermophysical properties of the material. We offer comprehensive performance of the porous structure, which will allow to develop a new management methodology porous structure.

Keywords: porous structure, swelling, porosity, thermal conductivity, thermal insulation.

УДК 669.162.1

Яковлева И.Г., Петрик А.А.

Исследование температурных полей реакционных зон при продувке ванны сталеплавильного агрегата кислородом.

С. 193 – 199.

Рус.

Библ.– 9 назв.

На основании данных изучения взаимодействия погруженной кислородной струи с расплавом в сталеплавильных агрегатах проведены исследования и проанализированы пути повышения интенсификации сталеплавильной ванны кислородом с позиции физико - гидродинамических и теплофизических особенностей состояния реакционных зон. Рассмотрены условия перегрева реакционных зон относительно периферийной части ванны и оценены градиенты температур. Построены температурные поля реакционных зон и ванны агрегата, позволяющие определить интервалы температур каждой реакционной зоны.

Ключевые слова: температурное поле; реакционные зоны; интенсивность продувки; расплав; количество теплоты; градиенты температур; энергоресурсы; гидродинамические процессы; теплофизические особенности.

Яковлева И.Г., Петрик О.А.

Дослідження температурних полів реакційних зон при продуванні ванни сталеплавильного агрегату киснем.

На підставі даних вивчення взаємодії зануреного кисневого струменя з розплавом в сталеплавильних агрегатах проведені дослідження і проаналізовані шляхи підвищення інтенсифікації сталеплавильної ванни киснем з позиції фізико-гідродинамічних і теплофізичних особливостей стану реакційних зон. Розглянуті умови перегрівання реакційних зон

відносно периферійної частини ванни і оцінені градієнти температур. Побудовані температурні поля реакційних зон і ванни агрегату, що дозволяють визначити інтервали температур кожної реакційної зони.

Ключові слова: температурне поле; реакційні зони; інтенсивність продування; розплав; кількість теплоти; градієнти температур; енергоресурси; гідродинамічні процеси теплофізичні особливості.

Yakovleva I.G, Petrik A.A.

Research the temperatures field of the reactionary zone at blowing out of bath of steel-smelting aggregate by oxygen.

Based on the data of studying the interaction of oxygen submerged jet with molten steel in the steel-smelting aggregates studied and analyzed the questions of the blowing of steel-smelting bath by oxygen from position of physics, hydrodynamic and thermophysical features of the state of reactionary zone. The terms of overheat of reactionary zone on relatively peripheral part of bath are considered and the gradients of temperatures are appraised. There are built the temperature fields of the reaction zone and steel-smelting bath, which help to define the intervals of the temperatures for ever reactionary zone.

Keywords: the temperature field; reactionary zones; blowing intensity; melt, heat release; gradients of temperatures; energy sources; hydrodynamic processes; thermophysical features.

УДК 669.184.126

Баранова Т.Е., Абраменков Ю.Я., Воробьева Л.А., Шемет Т.Н.

Повышение эффективности работы газоотводящего тракта кислородного конвертера.

С. 200 – 206.

Рус.

Библ.– 3 назв.

Рассмотрены особенности работы газоотводящих трактов кислородных конвертеров, показаны основные их недостатки. Предложена схема газоотводящего тракта конвертера с полным дожиганием конвертерного газа, которая позволяет более полно утилизировать теплоту продуктов его горения, а также предусматривает безокислительный нагрев лома и независимую работу тракта от технологического процесса.

Ключевые слова: производство стали; газоотводящий тракт; конвертерный газ; камера горения; утилизация теплоты.

Баранова Т.Е., Абраменков Ю.Я., Воробйова Л.О., Шемет Т.М.

Підвищення ефективності роботи газовідвідного тракту кисневого конвертера.

Розглянуто особливості роботи газовідвідних трактів кисневих конвертерів, показані основні їх недоліки. Запропоновано схему газовідвідного тракту конвертера з повним горінням конвертерного газу, яка дозволяє більш повно утилізувати теплоту продуктів його горіння, а також передбачає безокиснений нагрів брухту і незалежну роботу тракту від технологічного процесу.

Ключові слова: виробництво сталі; газовідвідний тракт; конвертерний газ; камера горіння; утилізація теплоти.

Baranova T.Ye., Abramnikov Yu.Ya., Vorobyova L.A., Shemet T.N.

Increasing the efficiency of work of the gas-conducting tract of oxygen converter.

The peculiarities of the operation of gas ducts of oxygen converters are considered, their main shortcomings are shown. The scheme of the converter gas exhaust duct with complete afterburning of converter gas is proposed, which allows to more fully utilize the heat of its combustion products, and also provides for the non-oxidative heating of scrap and independent operation of the path from the process.

Key words: steel production; gas removal line; converter gas; combustion chamber; heat utilization.

УДК 669.168

Безуглый В.А., Губинский М.В., Безуглый А.В., Гасик М.И., Овчарук А.Н., Николенко А.В.

Усовершенствование электрокальцинатора типа ELKEM.

С. 207 – 213.

Рус.

Библ. – 6 назв.

Предложено усовершенствование конструкции электрокальцинатора типа ELKEM путём увеличения до трёх количества электродов в верхней части печи, подключенных к трём трансформаторам однофазного переменного тока с возможностью регулирования напряжения в их первичных обмотках.

Ключевые слова: электрокальцинатор; термоантрацит; ELKEM; удельное электрическое сопротивление; трансформатор.

Безуглый В.А., Губинский М.В., Безуглый А.В., Гасик М.И., Овчарук А.М., Николенко А.В.

Удосконалення електрокальцинатору типу ELKEM.

Запропоновано удосконалення конструкції електрокальцинатора типу ELKEM шляхом збільшення до трьох кількості електродів у верхній частині печі, які під'єднані до трьох трансформаторів однофазного змінного струму з можливістю регулювання напруги у їх первинних обмотках.

Ключові слова: електрокальцинатор; термоантрацит; ELKEM; питомий електричний опір; трансформатор.

Bezugly V.A., Gubinsky M.V., Bezugly A.V., Gasik M.I., Ovcharuk A.N., Nikolenko A.V.

Improvement of the ELKEM's type electro-calciner.

An improvement in the design of the ELKEM's type electro-calciner is proposed by increasing to three the number of electrodes in the upper part of the furnace connected to three single-phase alternating current transformers with the possibility of regulating the voltage in their primary windings.

Key words: electro-calciner; thermo-anthracite; ELKEM; resistivity;

transformer.

УДК 669:046

Гупало Е.В., Ерёмин А.О., Воробьёва Л.А., Шемет Т.Н., Баранова Т.Е.

Исследование нагрева металла в кольцевой печи с регенеративными горелками.

С. 214 – 221.

Рус.

Библ. – 8 назв.

В статье представлены результаты моделирования тепловой работы кольцевой печи, оборудованной регенеративными горелочными устройствами. Для работы печи с максимальной производительностью предложен энергоэффективный тепловой режим, определены расходы топлива по зонам печи, мощность горелочных устройств и их расположение. На основе результатов моделирования регенераторов горелочных устройств определены параметры шариковой насадки, обеспечивающие заданный коэффициент регенерации теплоты уходящих продуктов сгорания.

Ключевые слова: кольцевая печь; регенеративная горелка; экономия топлива; температурный режим; насадка регенератора.

Гупало О.В., Єрємін О.О., Воробйова Л.О., Шемет Т.М., Баранова Т.Є.

Дослідження нагрівання металу в кільцевій печі з регенеративними пальниками.

У статті представлено результати моделювання теплової роботи кільцевої печі, обладнаної регенеративними пальниковими пристроями. Для роботи печі з максимальною продуктивністю запропоновано енергоефективний тепловий режим, визначено витрати палива по зонах печі, потужність пальників та їх розташування. На основі результатів моделювання регенераторів пальникових пристроїв визначено параметри кулькової насадки, що забезпечують заданий коефіцієнт регенерації теплоти димових газів, що відходять з печі.

Ключові слова: кільцева піч; регенеративний пальник; економія палива; температурний режим; насадка регенератора.

Gupalo O.V., Yeromin O.O., Vorobiova L.O., Shemet T.M., Baranova T.Ye.

The study of metal heating in a rotary hearth furnace equipped with regenerative burners.

The article presents the results of mathematical modeling of the rotary hearth furnace equipped with regenerative burners. The energy-efficient temperature regime, fuel consumption in the furnace zones, heat power of the burners and their locations are determined for providing the maximum productivity of the furnace. On the basis of the results of mathematical modelling, parameters of the regenerator's ball packing which provides the required coefficient of regeneration are determined.

Key words: rotary hearth furnace; regenerative burner; fuel economy; tem-

perature regime; ball packing of regenerator.

УДК 669.162:622.782

Гупало Е.В., Здоровиченко С.А., Седнев А.Ю., Гупало В.И., Каракаш Е.А.

Эффективность замены природного газа пылеугольным топливом при обжиге известняка во вращающихся печах.

С. 222 – 227.

Рус.

Библ. – 3 назв.

В работе приведены результаты теплотехнических испытаний вращающейся печи для обжига известняка при использовании в качестве технологических топлив природного газа или пылеугольного топлива. Выполнено сравнение технико-экономических показателей работы печи для рассмотренных вариантов ее отопления. Предложена методика расчета экономической эффективности замены природного газа пылеугольным топливом. Показано, что применение приведенной методики расчета позволяет определить ожидаемый экономический эффект от внедрения мероприятия с погрешностью не превышающей 1 – 2 %.

Ключевые слова: природный газ; пылеугольное топливо; известняк; известь; вращающаяся печь; замена топлива; экономическая эффективность.

Гупало О.В., Здоровіченко С.А., Седнів А.Ю., Гупало В.І., Каракаш Є.А.

Ефективність заміни природного газу пиловугільним паливом при випалюванні вапняку у обертових печах.

У роботі наведено результати теплотехнічних випробувань обертової печі для випалення вапняку при використанні в якості технологічних палив природного газу або пиловугільного палива. Виконано порівняння техніко-економічних показників роботи печі для розглянутих варіантів її опалення. Запропоновано методику розрахунку економічної ефективності заміни природного газу пиловугільним паливом. Застосування наведеної методики розрахунку дозволяє визначити очікуваний економічний ефект від впровадження заходу з похибкою 1 – 2 %.

Ключові слова: природний газ; пиловугільне паливо; вапняк; вапно; обертова піч; заміна палива; економічна ефективність.

Gupalo O.V., Zdorovichenko S.A. Sednev A.Yu., Gupalo V.I., Karakash Ye.O.

Efficiency of a replacement of natural gas by coal dust in the rotary kilns for limestone burning.

The paper presents the results of heat engineering tests of limestone burning in the rotary kiln which is heated by natural gas or coal dust. The comparison of technical and economic indicators of the rotary kiln for the considered fuels is carried out. The method of analysis of the economic efficiency for natural gas replacement with coal dust is proposed. It is shown that the application of this meth-

od allows to determine the expected economic effect from the fuel replacement with an error that is not more than 2 %.

Key words: natural gas; coal dust; limestone; lime; rotary kiln; replacement of fuel; economic effect.

УДК 66.041.001.2:662.957.8

Ерёмин А.О., Гупало Е.В., Воробьёва Л.А., Прокопенко Е.М.

Качество нагрева металла в методической печи с регенеративными горелками.

С. 228 – 234.

Рус.

Библ. – 4 назв.

Применение современных регенераторов, имеющих насадку с высоко-развитой поверхностью теплообмена, в нагревательных печах методического типа позволяет добиться значительного улучшения технико-экономических показателей этих тепловых агрегатов. За счёт организации объёмного сжигания топлива, ликвидации высокотемпературных зон и распределённого горения вдоль всей траектории движения газов достигается снижение количества вредных выбросов и создание малоокислительной атмосферы в рабочей камере печи. При этом в печи существенно изменяются её газодинамический режим, теплопередача и условия нагрева металла. В работе показано, что при предложенной реконструкции методической печи возможно осуществление высокого качества нагрева металла с максимальной для данного теплового агрегата производительностью.

Ключевые слова: методическая печь; регенераторы; качество нагрева; производительность печи.

Єрємін О.О., Гупало О.В., Воробйова Л.О., Прокопенко О.М.

Якість нагріву металу в методичній печі з регенеративними пальниками.

Застосування сучасних регенераторів, що мають насадку з високорозвиненою поверхнею теплообміну, в нагрівальних печах методичного типу дозволяє добитися значного поліпшення техніко-економічних показників цих теплових агрегатів. За рахунок організації об'ємного спалювання палива, ліквідації высокотемпературних зон і розподіленого горіння уздовж всієї траєкторії руху газів досягається зниження кількості шкідливих викидів та створення малоокислювальної атмосфери в робочій камері печі. При цьому в печі істотно змінюються її газодинамічний режим, теплопередача і умови нагрівання металу. В роботі показано, що при запропонованій реконструкції методичної печі можливе здійснення високої якості нагріву металу з максимальною для даного теплового агрегату продуктивністю.

Ключові слова: методична піч; регенератори; якість нагріву; продуктивність печі.

Yeromin O.O., Gupalo O.V., Vorobiova L.O., Prokopenko O.M.

The quality of metal heating in a continuous furnace equipped with regenerative burners.

Equipping of continuous heating furnaces by modern regenerators with a highly developed surface of their packing allows to achieve a significant improvement in the technical and economic parameters of these furnaces. By means of volumetric combustion of fuel, elimination of high-temperature zones and distributed combustion along the whole path of gas movement, a reduction in the amount of harmful emissions and creation of a low-oxidation atmosphere in the furnace chamber might be achieved. However the gas-dynamic regime, heat transfer and the conditions for metal heating in the furnace may be significantly changed too. The paper presents a reconstruction of the continuous furnace and shows possibility of carrying out a process of heating with a maximum capacity of the furnace and high quality of metal heating.

Key words: continuous heating furnace; regenerators; quality of metal heating; capacity of the furnace.

УДК 378.147:504.06

Єрьомін О.О., Матухно О.В., Гупало О.В., Радченко Ю.М., Єрьоміна О.Л.

Заходи з екологізації вищої освіти в рамках стратегії сталого розвитку.

С. 235 – 239.

Укр.

Бібл. – 2 найм.

В роботі розглядаються аспекти екологізації вищої освіти, які повинні впроваджуватися в вищих навчальних закладах України. Ці заходи спрямовані на формування сучасного світогляду молоді, глибокого осмислення проблем довкілля з урахуванням ціннісних орієнтацій нації, розуміння принципів та законів розвитку сьогодення через наскрізну екологічну підготовку фахівців.

Ключові слова: екологізація; вища освіта; сталий розвиток; екологія.

Ерёмин А.О., Матухно Е.В., Гупало Е.В., Радченко Ю.Н., Ерёмина О.Л.

Мероприятия по экологизации высшего образования в рамках стратегии устойчивого развития.

В работе рассматриваются аспекты экологизации высшего образования, которые должны внедряться в высших учебных заведениях Украины. Эти меры направлены на формирование современного мировоззрения молодежи, глибокого осмысления проблем окружающей среды с учетом ценностных ориентаций нации, понимание принципов и законов современного развития через сквозную экологическую подготовку специалистов.

Ключевые слова: экологизация; высшее образование; устойчивое развитие; экология.

Yeromin O.O., Matukhno O.V., Gupalo O.V., Radchenko Yu.M., Yeromina O.L.

Arrangements for greening of higher education within the framework of sustainable development strategy.

The paper considers the greening of higher education, which should be implemented in the universities of Ukraine. These arrangements are aimed at shaping the modern worldview of young people, their deep understanding of the environmental problems, taking into account the national values, principles and laws of modern development through cross-cutting environmental training of specialists.

Key words: greening; higher education; sustainable development; environmental science.

УДК 669.1:620.97

Каракаш Є.О., Дереза С.А.

Основні напрямки використання вторинних енергетичних ресурсів у доменному виробництві і застосування теплових насосів для утилізації фізичної теплоти колошникового газу.

С. 240 – 244.

Укр.

Бібл. – 7 найм.

Питання зниження питомого енергоспоживання при виробництві чавуну актуальні протягом декількох десятиків років. Одним з основних напрямків зниження питомого енергоспоживання є зменшення питомої витрати коксу за рахунок вдування пиловугільного палива (ПВП) та використання вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР). В сучасних умовах роботи доменного цеху найбільш перспективним є використання саме низькопотенційних ВЕР.

Ключові слова: вторинні енергетичні ресурси; тепловий насос; утилізація теплоти; колошниковий газ.

Каракаш Е.А., Дереза С.А.

Основные направления использования вторичных энергетических ресурсов в доменном производстве и применение тепловых насосов для утилизации физической теплоты колошникового газа.

Вопросы снижения удельного энергопотребления при производстве чугуна актуальны на протяжении нескольких десятков лет. Одним из основных направлений снижения удельного энергопотребления является уменьшение удельного расхода кокса за счет вдувания пылеугольного топлива (ПУТ) и использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). В современных условиях работы доменного цеха наиболее перспективным является использование именно низкопотенциальных ВЭР.

Ключевые слова: вторичные энергетические ресурсы; тепловой насос; утилизация теплоты; колошниковый газ.

Karakash Y. Dereza S.

Basic areas of the secondary energy resources use in the blast-furnace ironmaking and application of heat pumps for utilization of sensible heat of the furnace top gas.

Reduction of specific energy consumption at cast-iron production is the topical issue over several decades. One of basic areas of the specific energy consump-

tion reduction is the specific coke consumption reduction due to injection of pulverized coal fuel (PCF) and utilization of sensible heat.

Key words: secondary energy resources; heat pump; utilization of sensible heat; furnace top gas.

УДК 662.818

Кравцов С.В., Саввин А.В., Сухарева М.В., Прокопенко Е.М., Бабенко Л.В.

Особенности процесса выбора связующего для производства брикетов из металлосодержащих отходов.

С. 245 – 251.

Рус.

Библ. – 4 назв.

Процессы брикетирования шламов технологичны, поскольку на качество брикетов влияет не только гранулометрический состав и влажность исходного материала. Выбор связующего зависит от исходного сырья, оборудования и требуемого качества продукта. Определены требования по содержанию активного оксида кальция в извести для использования в качестве компонента шихты. Исследованиями установлено, количественное содержание извести в шихте связано так же и с крупностью материала.

Ключевые слова: брикетирование; связующие; негашеная известь; коэффициент активности; дисперсность.

Кравцов С.В., Саввин О.В., Сухарева М.В., Прокопенко О.М., Бабенко Л.В.

Особенности процесса выбора сполучного для виробництва брикетів з металовмісних відходів.

Процеси брикетування шламів технологічні, оскільки на якість брикетів впливає не тільки гранулометричний склад і вологість вихідного матеріалу. Вибір сполучного залежить від вихідної сировини, обладнання і необхідної якості продукту. Визначено вимоги щодо утримання активного оксиду кальцію з вапна для використання в якості компонента шихти. Дослідженнями встановлено, кількісний вміст вапна в шихті пов'язано так само і з розміром матеріалу.

Ключові слова: брикетування; сполучні; негашене вапно; коефіцієнт активності; дисперсність.

Kravtsov S.V., Savvin A.V., Suhareva M.V., Prokopenko E.M., Babenko L.V.

Peculiarities of the binder selection process for the production of briquettes from metal-containing waste.

The processes of sludge briquetting are technologically sound, as the quality of briquettes is influenced not only by the granulometric composition and humidity of the raw material. The choice of binder depends on the raw materials, equipment and the required quality of the product. The requirements for the content of active calcium oxide in lime for use as a component of the charge are determined. It has been established by investigations that the quantitative content of

lime in the charge is also related to the size of the material.

Key words: briquetting; binders; quicklime; coefficient of activity; dispersibility.

УДК 669.013.5:628.1

Мешикова А.Г., Романько Я.В., Прокопенко О.М., Бабенко Л.В., Пульпінський В.Б.

Шляхи підвищення якості підживлювальної води для безконтактних відкритих та закритих контурів охолодження в системах водопостачання сучасних металургійних підприємств.

С. 252 – 259.

Укр.

Бібл. – 2 найм.

Досліджено якість підживлювальної води для охолоджуючих безконтактних контурів металургійного підприємства. Вивчено склад установки для водопідготовки, яка існує на підприємстві, етапи обробки води. Визначено середні витрати води в системі на підживлення і продування. На підставі отриманих результатів досліджень схильності циркулюючої води до корозії або утворення відкладень, дані рекомендації щодо поліпшення функціонування системи водопостачання.

Ключові слова: підживлювальна вода; водопідготовка; втрати води; мінеральні відкладення; корозія; реагентна обробка.

Мешикова А.Г., Романько Я.В., Прокопенко Е.М., Бабенко Л.В., Пульпінський В.Б.

Пути повышения качества подпиточной воды для безконтактных открытых и закрытых контуров охлаждения в системах водоснабжения современных металлургических предприятий.

Исследовано качество подпиточной воды для охлаждающих бесконтактных контуров металлургического предприятия. Изучен состав установки для водоподготовки, существующий на предприятии, этапы обработки воды. Определены средние затраты воды в системе на подпитку и продувку. На основании полученных результатов исследований склонности циркулирующей воды к коррозии или образованию отложений, даны рекомендации по улучшению функционирования системы водоснабжения.

Ключевые слова: водоподготовка; потери воды; минеральные отложения; коррозия; реагентная обработка.

Meshkova A.G., Romanko Y.V., Prokopenko O.M., Babenko L.V., Pulpinskyi V.B.

Ways of increasing the quality of water for non-contact open and closed cooling loads in water supply systems of modern metallurgical enterprises.

The quality of water for cooling contactless contours of the metallurgical enterprise is investigated. The composition of the water treatment plant, existing at the enterprise, the stages of water treatment, has been studied. The water losses in the system is determined. Based on the obtained results of studies of the

propensity of circulating water to corrosion or formation of sediments, recommendations for improving the functioning of the water supply system are given.

Keywords: water treatment; water losses; mineral deposits; corrosion; reagent treatment.

УДК 628.196

Мешикова А.Г., Саввін О.В., Кравцов С.В., Сухарева М.В., Матухно О.В.

Рекомендації щодо вибору оптимального режиму роботи відкритих контактних контурів охолодження ТОВ МЗ «Дніпросталь».

С. 260 – 267.

Укр.

Бібл. – 3 найм.

Проведено дослідження якості води контактних охолоджуючих контурів ТОВ МЗ «Дніпросталь». Оцінена схильність циркулюючої води до корозії та утворення відкладень. Надані рекомендації щодо поліпшення якості води, що циркулює в контурі, згідно з результатами досліджень.

Ключові слова: контактний контур; індекс Ланжельє; термостабільність; індекс Різнера; гексаметафосфат натрію.

Мешикова А.Г., Саввин А.В., Кравцов С.В., Сухарева М.В., Матухно Е.В.

Рекомендации по выбору оптимального режима работы открытых контактных контуров охлаждения ООО МЗ «Днепросталь».

Проведено исследование качества воды контактных охлаждающих контуров ООО МЗ «Днепросталь». Оценена склонность циркулирующей воды к коррозии и образованию отложений. Даны рекомендации по улучшению качества воды, циркулирующей в контуре, согласно результатам исследований.

Ключевые слова: контактный контур; индекс Ланжелье; термостабильность; индекс Ризнера; гексаметафосфат натрия.

Meshkova A.G., Savvin O.V., Kravtsov S.V., Suhareva M.V., Matukhno O.V.

Recommendations for choice of optimal operating mode of open contact cooling loads for "Dneprostal".

The study of the quality of the water of the contact cooling circuits of "Dneprostal" was conducted. The propensity of circulating water to corrosion or formation of deposits is estimated. Recommendations are given for improving the quality of water circulating in the circuit, according to research results.

Key words: contact contour; the Langelier index; thermal stability; Rizner's index; sodium hexametaphosphate.

УДК 669.046

Пульпинский В.Б., Усенко А.Ю., Шемет Т.Н., Ирина А.А.

Математическое моделирование процесса нагрева заготовок в металлургических печах.

С. 268 – 272.

Рус.

Библ. – 5 назв.

В работе представлены сведения об использовании приближенного аналитического метода (ПАМ) для математического моделирования процесса нагрева металла в проходной многозонной печи методического типа. Приведен алгоритм расчета нагрева цилиндрических заготовок в топливной нагревательной печи методического типа приближенно аналитическим методом.

Ключевые слова: методическая печь; математическая модель; нагрев металла; алгоритм расчета.

Пульпінський В.Б., Усено А.Ю., Шемет Т.М., Ірініна А.А.

Математичне моделювання процесу нагріву заготовок в методичних печах.

В роботі представлені відомості щодо використання наближеного аналітичного методу (НАМ) для математичного моделювання процесу нагріву металу в прохідній багатозонній печі методичного типу. Наведено алгоритм розрахунку нагріву циліндричних заготовок в паливній нагрівальній печі методичного типу наближено аналітичним методом.

Ключові слова: методична піч; математична модель; нагрів металу; алгоритм розрахунку.

Pulpinskiy V.B., Usenko A.U., Shemet T.M., Irinina A.A.

Mathematical modeling of the heating process in the reheating furnaces.

In the work, the results of the approximate analytical method for mathematical modelling of a continuous multi-zone steel reheating furnace are presented. The calculation algorithm for the heat treatment of steel rounds in a gas-fired steel reheating furnace is given.

Keywords: reheating furnace; mathematical model; heat treatment; calculation algorithm.

УДК 536.33

Романько Я.В., Решетняк И.Л., Сибирь А.В., Мешкова А.Г.

Моделирование переноса солнечного излучения в условиях городской застройки.

С. 273 – 279.

Рус.

Библ. – 3 назв.

На основе зонального метода расчета рассмотрена математическая модель, позволяющая рассчитывать значения потоков прямого и рассеянного солнечного излучения в условиях типичной городской застройки. Модель позволяет учитывать различие отражательных способностей участков поверхностей, а также влияние расположения и размеров деревьев разного типа на экранирование прямого и рассеянного солнечного излучения. Для выбранных характерных значений определяющих параметров получены распределения лучистых потоков на поверхности зданий и дорожного покрытия.

Ключевые слова: солнечное излучение; теплообмен; зональный метод.
Романько Я.В., Решетняк І.Л., Сибір А.В., Мешикова А.Г.

*Моделювання переносу сонячного випромінювання в умовах міської за-
будови.*

На основі зонального методу розрахунку розглянута математична модель, що дозволяє розраховувати значення потоків прямого і розсіяного сонячного випромінювання в умовах типової міської забудови. Модель дозволяє враховувати відмінність відбивних здібностей ділянок поповерхонь, а також вплив розташування і розмірів дерев різного типу на екранування прямого і розсіяного сонячного випромінювання. Для обраних характерних значень визначальних параметрів отримано розподіл променистих потоків на поверхні будівель і дорожнього покриття.

Ключові слова: сонячне випромінювання; теплообмін; зональний метод.

Romanko Y.V., Reshetnyak I.L., Sibir A.V., Meshkova A.G.

Modeling of transfer of solar radiation in conditions of urban building.

On the basis of the zonal calculation method, a mathematical model is considered that allows one to calculate the values of the fluxes of direct and scattered solar radiation under typical urban building. The model allows to take into account the difference in the reflectivity of the surface sections, as well as the effect of the location and size of trees of different types on the screening of direct and scattered solar radiation. For the selected characteristic values of the determining parameters, the distributions of radiant fluxes on the surfaces of buildings and road surface

Keywords: radiation; heat exchange; zonal method; reflectivity; urban building; tree crown; shielding.

УДК 669.013.5-404.9:662.613.125

Саввін О.В., Сухарева М.В., Мешикова А.Г., Кравцов С.В., Тимощенко В.В.

*Джерела утворення шламів металургійного виробництва та шля-
хи їх використання.*

С. 280 – 284.

Укр.

Бібл. – 5 найм.

Основними відходами металургійного комплексу є шлами, відкрите складування яких наносить значний збиток водному та повітряному басейнам. Наявність у шламах від 37 до 52 % заліза і більше 6,5 % вуглецю дозволяє розглядати їх як цінну металургійну сировину. Утилізація таких шламів традиційними методами (агломерація, отримання випалених окатишів) не вирішує екологічну проблему, а за певних умов, навіть ускладнює її.

Ключові слова: відходи виробництва; шлами, що містять залізо; хімічний склад шламів; агломераційне виробництво; рециркуляційний гранулятор, безвипалювальні окатиші.

Саввин А.В., Сухарева М.В., Мешкова А.Г., Кравцов С.В., Тимощенко В.В.

Источники образования шламов металлургического производства и пути их использования.

Основными отходами металлургического комплекса являются шламы, открытое складирование которых наносит значительный ущерб водному и воздушному бассейнам. Наличие в шламах от 37 до 52 % железа и более 6,5 % углерода позволяет рассматривать их как ценное металлургическое сырье. Утилизация таких шламов традиционными методами (агломерация, получения обожженных окатышей) не решает экологическую проблему, а при определенных условиях, даже усложняет ее.

Ключевые слова: отходы производства; железосодержащие шламы; железо; химический состав шламов; агломерационное производство; рециркуляционный гранулятор; безобжиговые окатыши.

Savvin A.V., Suhareva M.V., Meshkova A.G., Kravtsov S.V., Tymoschenko V.V.

The main waste of the metallurgical complex is sludge, the open storage of which causes significant damage to the water and air basins. The presence of 37 to 52 % iron and more than 6,5 % of carbon in slurries makes it possible to consider them as valuable metallurgical raw materials. Utilization of such sludge by traditional methods (agglomeration, obtaining burned pellets) does not solve the ecological problem, and under certain conditions even complicates it.

Key words: production waste; iron-containing sludge; iron; chemical composition of slimes; agglomeration production; recirculating airless pelletizer.

УДК 621.783

Шемет Т.Н., Пульпинский В.Б., Ложко А.Н., Шемет В.Ю.

Влияние конструктивных параметров на технико-экономические показатели работы многозонной методической печи.

С. 285 – 289.

Рус.

Библ. – 3 назв.

Рассмотрено влияние количества зон регулирования температуры печи, как конструктивного показателя, на ее производительность, удельный расход топлива и на другие технико-экономические показатели. В качестве объекта исследования выбрана реальная кольцевая печь, работающая на одном из металлургических предприятий Украины. Приведены результаты, позволяющие определить теоретически обоснованное количество зон регулирования температуры печи методического типа, улучшающие технико-экономические показатели ее работы.

Ключевые слова: методическая печь, зоны регулирования, нагрев металла.

Шемет Т.М., Пульпінський В.Б., Ложко О.М., Шемет В.Ю.

Вплив конструктивних параметрів на техніко-економічні показники роботи багатозонної методичної печі.

Розглянуто вплив кількості зон регулювання температури печі, як конструктивного показника, на її продуктивність, питому витрату палива і на інші техніко-економічні показники. Як об'єкт дослідження обрано реальну кільцеву піч, що працює на одному з металургійних підприємств України. Наведено результати, що дозволяють визначити теоретично обґрунтовану кількість зон регулювання температури печі методичного типу, які покращують техніко-економічних показники її роботи.

Ключові слова: методична піч, зони регулювання, нагрів металу.

Shemet T.M., Pulpinskiy V.B., Lozhko A.N., Shemet V.Yu.

The interconnection between quantity of temperature zones and technical and economic characteristic in multi-zonal continuous furnace.

The correlation between quantity of temperature zones and productivity, fuel consumption and others technical and economic factors is studied and shown.

The working annular furnace working at known Ukrainian metallurgical company has been investigated by authors. As result the possibility of calculation of number and characteristics of temperature zones that raises technical and economic factors of the any annular furnace is shown.

Key words: continuous furnace, temperature zones, metal heat treatment.

УДК 621.746.3:669.147

Lazić L., Бровкин В.Л., Varga A., Kizek J.

Эффективность замены системы сжигания топлива в нагревательной печи.

С. 290 – 303.

Рус.

Библ. – 16 назв.

Работа связана с выбором рациональной технологии сжигания топлива в кольцевой нагревательной печи. Технология должна свести к минимуму выбросы оксидов азота и должна достигнуть максимальной энергетической и экономической эффективности с учетом окупаемости инвестиций. Одним из решений является замена существующей традиционной технологии сжигания на современные коммерчески-доступные технологии сжигания. Данная работа представляет основу для сравнительного экономического анализа между тремя коммерческими предложениями с тремя различными технологиями сжигания. Расчетным путем определено, что в кольцевой печи, в качестве кандидата для замены существующей традиционной технологии сжигания на современные способы сжигания, технология сжигания кислородом менее эффективна, чем технология сжигания с высокой температурой воздуха с точки зрения стоимости кислорода.

Ключевые слова: нагревательная печь; технология сгорания; эффективность.

Lazić L., Бровкин В.Л., Varga A., Kizek J.

Ефективність заміни системи спалювання палива в нагрівальній печі.

Робота пов'язана з вибором раціональної технології спалювання палива

в кільцевій нагрівальній печі. Технологія повинна звести до мінімуму викиди оксидів азоту і повинна досягти максимальної енергетичної і економічної ефективності з урахуванням окупності інвестицій. Одним з рішень є заміна існуючої традиційної технології спалювання на сучасні комерційно-доступні технології спалювання. Ця робота представляє основу для порівняльного економічного аналізу між трьома комерційними пропозиціями з трьома різними технологіями спалювання. Розрахунковим шляхом визначено, що в кільцевій печі, в якості кандидата для заміни існуючої традиційної технології спалювання на сучасні способи спалювання, технологія спалювання киснем менш ефективна, чим технологія спалювання з високою температурою повітря з точки зору вартості кисню.

Ключові слова: нагрівальна піч; технологія згорання; ефективність.

Lazić L., Brovkin V.L., Varga A., Kizek J.

Efficiency of replacement of system of combustion of fuel in the heating furnace.

Work is connected with the choice of rational technology of combustion of fuel in the ring reheating furnace. The technology has to reduce emissions of nitrogen oxides to a minimum and has to reach the maximum power and economic efficiency taking into account return on investment. One of decisions is replacement to the existing traditional technology of burning by modern commercial and available technologies of burning. This work represents a basis for the comparative economic analysis between three offers with three various technologies of burning. By settlement way it is determined that in the ring reheating furnace, as the candidate for replacement to the existing traditional technology of burning by modern ways of burning, the technology of burning with oxygen is less effective, than technology of burning with high temperature of air from the point of view of oxygen cost.

Key words: reheating furnace; combustion technology; efficiency.

УДК 66.096.5-932.2

Федоров С.С., Губинский М.В., Барсуков И.В., Гогоци А.Г., Форись С.Н.

Анализ влияния состава углеродного сырья на угар углерода в электротермических печах кипящего слоя.

С. 304 – 307.

Рус.

Библ. – 5 назв.

Выполнен анализ свойств углеродного сырья для производства углеродных изделий высокого качества. Перспективной технологией его переработки является процесс в печах электротермического кипящего слоя при температурах 2000-3000°C. На основе моделирования химически равновесных состояний исследовано влияние состава углеродного сырья на степень угара материала в данных агрегатах.

Ключевые слова: электротермический кипящий слой; высокотемпературная обработка; химическое равновесие; угар углерода.

Федоров С.С., Губинський М.В., Барсуков І.В., Гогоці О.Г., Форись С.М.

Аналіз впливу складу вуглецевої сировини на угар вуглецю в електротермічних печах киплячого шару.

Виконано аналіз властивостей вуглецевої сировини для виробництва вуглецевих виробів високої якості. Перспективною технологією його переробки є процес в печах електротермічного киплячого шару при температурах 2000-3000°C. На основі моделювання хімічного рівноважного стану досліджено вплив складу вуглецевої сировини на ступінь угару матеріалу в даних агрегатах.

Ключові слова: електротермічний киплячий шар; високотемпературна обробка; хімічна рівновага; угар вуглецю.

Fedorov S.S., Gubinskiy M.V., Barsukov I.V., Gogotsi O.G., Foris S.M.

Analysis of the influence of a raw carbon materials composition on carbon losses in electrothermal fluidized bed furnaces.

The properties of raw carbon materials for production of high quality carbon materials were analyzed. The efficient technology for this purpose is a thermal treatment of carbon materials in electrothermal fluidized bed furnaces at temperatures 2000-3000°C. On the basis of the chemical equilibrium modeling the influence of chemical composition on graphite losses was investigated.

Keywords: electrothermal fluidized bed; high temperature treatment; chemical equilibrium; carbon losses.

ЗМІСТ

<i>Барішенко О.М., Луценко О.В.</i> Розробка прогнозуючої системи управління з використанням імпульсно-реверсивної подачі теплоносіїв в термічних печах.	5
<i>Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Гупало Е.В.</i> Моделирование разогрева сталеразливочного ковша открытым факелом.	18
<i>Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Мацукевич М.Ю.</i> Предпосылки к применению пульсационно-резонансного сжигания топлива. . . .	25
<i>Гичёв Ю.А., Ступак М.Ю., Перцевой В.А., Мацукевич М.Ю.</i> Разработка способа пульсационно-резонансного сжигания топлива для сушки и разогрева сталеразливочных ковшей.	43
<i>Горбунов А.Д., Уклеина С.В.</i> Об одном способе решения нелинейных задач теплопроводности.	56
<i>Грес Л.П., Быстров А.Е., Флейшман Ю.М., Воробьёва Л.А., Иванов М.Ю.</i> Определение коэффициентов газодинамического сопротивления насадки с горизонтальными проходами доменных воздухонагревателей.	68
<i>Иванов И.И., Саввин А.В., Бабенко Л.В., Кравцов С.В., Сухарева М.В.</i> Оценка степени опасности загрязнения воздушного бассейна выбросами при производстве кокса.	78
<i>Иванов И.И., Саввин А.В., Сухарева М.В., Мешкова А.Г., Бабенко Л.В.</i> Экспериментальная оценка срывных характеристик горелок при сжигании газового топлива в рециркуляте.	88
<i>Ильин С.В.</i> К расчету улиточного диффузора центробежного насоса для привода агрегатов.	96
<i>Каракаш Е.А., Меньков А.В., Стец М.Ю.</i> Разработка модернизированной конструкции газогенератора для газификации твердого углеродсодержащего сырья с целью снижения удельного энергопотребления и уменьшения вредных выбросов в окружающую среду.	105
<i>Литовченко Ю.К.</i> Минимизация энергозатрат в теплотехнических аппаратах.	110

<i>Литовченко Ю.К., Литовченко М.М.</i> Аналогии в задачах гидромеханики и теплопроводности.	124
<i>Магера Ю.М., Павлюк Н.Ю.</i> Створення методики експериментального визначення теплоти згоряння твердих побутових відходів.	130
<i>Матухно О.В.</i> Аналіз питання відповідності вітчизняних та європейських стандартів екологічної безпеки.	140
<i>Полещук В.М., Бровкин В.Л., Витер Т.О.</i> Повышение теплосодержания непрерывнолитого слитка сортовой МНЛЗ.	149
<i>Пульпинский В.Б., Шемет Т.Н., Усенко А.Ю.</i> Применение приближенного численно-аналитического метода для расчета нагрева изделий в промышленных печах.	156
<i>Радченко Ю.М., Пасічник І.В., Шаталов Д.В.</i> Реконструкція котла-утилізатора.	162
<i>Романько Я.В., Решетняк И.Л.</i> Анализ применения комбинированной системы отопления камерной нагревательной печи.	167
<i>Тимошенко С.Н., Губинский М.В.</i> Повышение энергоэффективности электросталеплавильного процесса с непрерывным плавлением шихты в жидкой ванне.	174
<i>Чейлытко А.А.</i> Комплексные показатели пористой структуры и их связь с теплофизическими характеристиками теплоизоляционных материалов.	184
<i>Яковлева И.Г., Петрик А.А.</i> Исследование температурных полей реакционных зон при продувке ванны сталеплавильного агрегата кислородом.	193
<i>Баранова Т.Е., Абраменков Ю.Я., Воробьева Л.А., Шемет Т.Н.</i> Повышение эффективности работы газоотводящего тракта кислородного конвертера.	200
<i>Безуглый В.А., Губинский М.В., Безуглый А.В., Гасик М.И., Овчарук А.Н., Николенко А.В.</i> Усовершенствование электрокальцинатора типа ELKEM.	207
<i>Гупало Е.В., Ерёмин А.О., Воробьева Л.А., Шемет Т.Н., Баранова Т.Е.</i> Исследование нагрева металла в кольцевой печи с регенеративными горелками.	214

<i>Гупало Е.В., Здоровиченко С.А., Седнев А.Ю., Гупало В.И., Каракаш Е.А.</i> Эффективность замены природного газа пылеугольным топливом при обжиге известняка во вращающихся печах.	222
<i>Ерёмин А.О., Гупало Е.В., Воробьёва Л.А., Прокопенко Е.М.</i> Качество нагрева металла в методической печи с регенеративными горелками.	228
<i>Єрємін О.О., Матухно О.В., Гупало О.В., Радченко Ю.М., Єрємїна О.Л.</i> Заходи з екологізації вищої освіти в рамках стратегії сталого розвитку.	235
<i>Каракаш Є.О., Дереза С.А.</i> Основні напрямки використання вторинних енергетичних ресурсів у доменному виробництві і застосування теплових насосів для утилізації фізичної теплоти колошникового газу.	240
<i>Кравцов С.В., Саввин А.В., Сухарева М.В., Прокопенко Е.М., Бабенко Л.В.</i> Особенности процесса выбора связующего для производства брикетов из металлосодержащих отходов.	245
<i>Мешикова А.Г., Романько Я.В., Прокопенко О.М., Бабенко Л.В., Пульпинський В.Б.</i> Шляхи підвищення якості підживлювальної води для безконтактних відкритих та закритих контурів охолодження в системах водопостачання сучасних металургійних підприємств.	252
<i>Мешикова А.Г., Саввін О.В., Кравцов С.В., Сухарева М.В., Матухно О.В.</i> Рекомендації щодо вибору оптимального режиму роботи відкритих контактних контурів охолодження ТОВ МЗ «Дніпросталь».	260
<i>Пульпинский В.Б., Усенко А.Ю., Шемет Т.Н., Иринаина А.А.</i> Математическое моделирование процесса нагрева заготовок в методических печах.	268
<i>Романько Я.В., Решетняк И.Л., Сибирь А.В., Мешикова А.Г.</i> Моделирование переноса солнечного излучения в условиях городской застройки.	273
<i>Саввін О.В., Сухарева М.В., Мешикова А.Г., Кравцов С.В., Тимощенко В.В.</i> Джерела утворення шламів металургійного виробництва та шляхи їх використання.	280

<i>Шемент Т.Н., Пульпинский В.Б., Ложко А.Н., Шемент В.Ю.</i> Влияние конструктивных параметров на технико-экономические показатели работы многозонной методической печи.	285
<i>Lazić L., Бровкин В.Л., Varga A., Kizek J.</i> Эффективность замены системы сжигания топлива в нагревательной печи.	290
<i>Федоров С.С., Губинский М.В., Барсуков И.В., Гогоци А.Г., Форись С.Н.</i> Анализ влияния состава углеродного сырья на угар уг- лерода в электротермических печах кипящего слоя.	304
<i>АНОТАЦІЇ</i>	308

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць
Міністерство освіти і науки України
Національна металургійна академія України

ТЕХНІЧНА ТЕПЛОФІЗИКА ТА ПРОМИСЛОВА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

Українською, російською та англійською мовами

Технічний редактор Т.М. Шемет

Здано на складання 19.11.2015 р.
Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України
(протокол № 11 від 30.11.2015 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 04.01.2016 р. Формат 84x108/32 Папір офсетний.
Умовн. друк. арк. 13,4. Тираж 100 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 8. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2016. – 348 с.

ISSN 2077-1134

До збірника увійшли статті, в яких наведено результати досліджень з технічної теплофізики та промислової теплоенергетики.

УДК 621.1