

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ**

**НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ**

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Выпуск 5 (20)

**Днепропетровск
«Новая идеология»
2013**

Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Выпуск 5 (20). – Днепропетровск : Новая идеология, 2013. – 196 с.

Рекомендовано к печати Ученым советом Национальной металлургической академии Украины. Протокол № 10 от 25 ноября 2013 г.

Учредитель издания: Национальная металлургическая академия Украины.

Главный редактор: Величко А.Г., чл.-корр. НАН Украины, д.т.н., проф.

Заместитель главного редактора: Губинский М.В., д.т.н., проф.

Редакционная коллегия: Иващенко В.П., д.т.н., проф.; Пройдак Ю.С., д.т.н., проф.; Грес Л.П., д.т.н., проф.; Ревун М.П., д.т.н., проф.; Спирин Н.А., д.т.н., проф.; Тимошпольский В.И., д.т.н., проф.; Трусова И.А., д.т.н., проф.; Ерёмин А.О., д.т.н., доц.; Радченко Ю.Н., к.т.н., доц.; Гупало Е.В., к.т.н., доц.

Технический редактор: Шемет Т.Н.

В сборнике публикуются статьи украинских и зарубежных авторов по специальностям 05.16.02 – «Металлургия черных и цветных металлов и специальных сплавов», 05.14.06 – «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика». Периодичность издания – 1 раз в год.

Адрес редакции: Редакция сборника «Металлургическая теплотехника», кафедра ТЭМП, НМетАУ, пр. Гагарина, 4, г. Днепропетровск, 49600, Украина.

Тел./факс: (+380562) 46-24-73. **E-mail:** ktemp@ktemp.dp.ua

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

Свидетельство о государственной регистрации печатного средства массовой информации: серия КВ № 15113-3685Р от 21.04.2009 г.

Постановлением президиума ВАК Украины № 01 – 05/2 от 10.03.2010 г. сборник научных трудов НМетАУ «Металлургическая теплотехника» включен в перечень изданий, в которых могут публиковаться результаты диссертационных работ на соискание научных степеней доктора и кандидата технических наук.

УДК 669.184

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

Кирсанов В.В. — к.т.н., доцент, НМетАУ

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

Шibaкинский В.И. — к.т.н., доцент, НМетАУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ РАСПЛАВА В СТАЛЕРАЗЛИВОЧНОМ КОВШЕ

Разработана математическая модель для исследования охлаждения расплава в сталеразливочном ковше на участке внепечной обработки стали. Исследована скорость охлаждения расплава для различного состояния его поверхности. Эта прогнозирующая модель может быть использована при создании АСУ внепечной обработки стали.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш; математическая модель; охлаждение расплава.

Постановка проблемы

Ограниченные возможности регулирования физических и физико-химических условий протекания процессов плавки в традиционных сталеплавильных агрегатах привели к созданию новых сталеплавильных процессов. В тех случаях, когда технологические операции, которые обеспечивают получение металла необходимого качества непосредственно в самом агрегате, приводят к потерям производительности процесса, их выполняют во вспомогательной емкости. В современном технологическом процессе внепечной обработки стали ковш превращается из сугубо транспортного сосуда в металлургический реактор. Соответственно возрастают и требования к нему.

Одним из основных параметров, который ограничивает продолжительность технологических операций со сталеразливочными ковшами, является температура расплава [1]. Снижение температуры расплава связано с тепловыми потерями на нагрев футеровки ковша, теплопередачей через нее и излучением с открытой поверхности расплава.

Анализ последних публикаций

Исследованию распределения температур внутри футеровки ковша при различном тепловом воздействии на нее посвящено достаточно много работ. В частности, в [2] описана математическая модель

нестационарного теплопереноса через огнеупорную футеровку ковша, которая позволяет рассчитывать изменение температуры расплава в зависимости от толщины слоев футеровки ковша и состояния поверхности расплава. С использованием этой модели в [3] рассмотрено влияние толщины футеровки сталеразливочного ковша на тепловые потери расплава. Математическая модель изменения теплосодержания футеровки и исследование изменения температуры расплава в зависимости от времени рабочего цикла (времени предыдущего остывания) ковша приведены в [4]. В работе [5] предложена технология автоматического определения теплосодержания сталеразливочного ковша.

Цель исследований

Разработать математическую модель охлаждения расплава в сталеразливочном ковше и исследовать скорость охлаждения расплава для различных технологических условий.

Основная часть

Сталеразливочный ковш – открытая футерованная емкость, предназначенная для приема металла и части шлака, выдержки или внепечной обработки расплава и последующей его разливки. Ковш имеет стальной сварной кожух в форме усеченного конуса с расширением кверху. Днище ковша может быть плоским или иметь сферическую форму [1].

Для моделирования сталеразливочный ковш представлен в виде цилиндра с плоским днищем. В математической модели учитываются тепловые потери через боковую поверхность и днище ковша, а также излучения с поверхности расплава, которая частично или полностью покрыта слоем шлака.

Для расчета процесса нестационарного теплообмена при охлаждении расплава в сталеразливочном ковше используются следующие данные: геометрические размеры ванны и масса расплава; начальная температура расплава и внутренней поверхности футеровки ковша, а также температура окружающей среды; доля свободной от шлака поверхности расплава в ковше; толщина и число слоев футеровки; теплофизические свойства расплава и материалов футеровки.

Исходное поле температур в стенке и днище сталеразливочных ковшей рассчитывается по заданным граничными условиями I-го рода – постоянным значениям температуры внутренней поверхности футеровки ковша и внешней поверхности брони, принятым в соответствии с данными промышленных исследований.

Моделирование нестационарной теплоотдачи от расплава через многослойные стенку и днище сталеразливочного ковша производится по исходным данным и начальному полю температур слоев футеровки с учетом снижения температуры расплава.

Описание математической модели

Изменение температуры расплава Δt_p рассчитывается по выражению:

$$\Delta t_p = - \frac{(Q_{cm} + Q_{\partial n} + Q_{нов})}{C_p \cdot M_p} \Delta \tau, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где Q_{cm} – конвективный тепловой поток от расплава к стенке ковша, Вт; $Q_{\partial n}$ – конвективный тепловой поток от расплава к днищу ковша, Вт; $Q_{нов}$ – лучисто-конвективный тепловой поток с поверхности расплава, Вт; C_p – теплоемкость расплава кДж/кг; M_p – масса расплава, кг.

Изменение температуры Δt_i i -того цилиндрического слоя футеровки стенки ковша рассчитывают по выражению:

$$\Delta t_i = (Q_i - Q_{i+1}) \cdot \Delta \tau / \left(C_i \cdot \rho_i \cdot \frac{\pi(d_{i+1}^2 - d_i^2)}{4} \cdot H_p \right), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2)$$

где C_i и ρ_i – теплоемкость (Дж/(кг·°C)) и плотность (кг/м³) материала i -го слоя футеровки; d_i и d_{i+1} – внутренний и внешний диаметры i -го слоя, м; H_p – высота ванны расплава в ковше, м; Q_i и Q_{i+1} – соответственно тепловые потоки через внутреннюю и внешнюю поверхности i -го слоя Вт.

Тепловые потоки для (2) рассчитываются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} Q_{cm} &= \pi \alpha_p d_{\partial n} H_p (t_p - t_1), \text{ Вт}; \\ Q_i &= \frac{2 \pi \lambda_i H_p}{\ln(d_{i+1}/d_i)} (t_i - t_{i+1}), \text{ Вт}; \\ Q_{n,o}^{cm} &= \pi \alpha_o d_{нар} H_p (t_{\partial p} - t_o), \text{ Вт}, \end{aligned} \quad (3)$$

где α_p и α_o – коэффициенты теплоотдачи, соответственно, от расплава к футеровке и от брони ковша в окружающую среду, Вт/(м²·°C), $d_{\partial n}$ и $d_{нар}$ – внутренний и внешний диаметры ковша, м; λ_i – теплопроводность i -го слоя футеровки, Вт/(м·°C); n – число слоев футеровки стенки ковша, t_i – температура соответствующих слоев футеровки; t_p , $t_{\partial p}$, t_o – температура расплава, брони и окружающей среды соответственно, °C.

Изменение температуры Δt_j плоских слоев футеровки днища ковша:

$$\Delta t_j = (Q_j - Q_{j+1}) \cdot \Delta \tau / (C_j \cdot \rho_j \cdot F_{\partial n} \cdot \delta_j), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4)$$

где $F_{\partial n}$ и δ_j – соответственно, площадь и толщина j -го слоя футеровки днища ковша.

Тепловые потоки для (4) рассчитываются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} Q_{\partial n} &= \alpha_p F_{\partial n} (t_p - t_l), \text{ Вт}; \\ Q_j &= \frac{\lambda_j}{\delta_j} F_{\partial n} (t_j - t_{j+1}), \text{ Вт}; \\ Q_{m,o}^{\partial n} &= \alpha_o F_{\partial n} (t_{\partial p} - t_o), \text{ Вт}, \end{aligned} \quad (5)$$

где m – число слоев футеровки днища. Обозначение других параметров формул (5) отвечают аналогичным параметрам (3) с учетом плоской формы днища ковша.

Лучистый тепловой поток с поверхности расплава определяется в соответствии с законом Стефана-Больцмана:

$$Q_{np} = \varepsilon_{np} C_o S_p (T_p^4 - T_o^4), \text{ Вт}, \quad (6)$$

где ε_{np} – приведенная степень черноты системы «расплав-окружающая среда»:

$$\varepsilon_{np} = \left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_o} - 1 \right)^{-1}. \quad (7)$$

Здесь ε_p и ε_o – степень черноты поверхности расплава и окружающей среды; C_o – постоянная Больцмана; S_p – площадь открытой поверхности расплава, м^2 ; T_p и T_o – абсолютные температуры расплава и окружающей среды, К.

С поверхности расплава исходит также конвективный тепловой поток:

$$Q_{конв} = \alpha_{нов} (t_p - t_o) \pi d_{вн}^2 / 4, \text{ Вт}, \quad (8)$$

где $\alpha_{нов}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией с поверхности в окружающую среду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $d_{вн}$ – внутренний диаметр ковша, м; t_p и t_o – соответственно, температура расплава и окружающей среды, $^\circ\text{C}$.

Общий тепловой поток с поверхности расплава:

$$Q_{нов} = Q_{np} + Q_{конв}, \text{ Вт}. \quad (9)$$

Результаты моделирования

Для исследования был взят 120-тонный сталеразливочный ковш внешним диаметром 3,6 м и высотой 4,3 м. Начальная температура расплава в ковше после выпуска, согласно натурным данным, составляет 1620 °С, а начальная температура внутренней поверхности футеровки подготовленного ковша – 1200 °С. Температура окружающей среды для расчетов принята равной 20 °С.

На рис. 1 отражены результаты моделирования для расплава, находящегося в сталеразливочном ковше с открытой поверхностью (кривая 1) и с поверхностью, покрытой шлаком (кривая 2). За первые 20 минут пребывания расплава в ковше средняя скорость снижения температуры расплава составляет, соответственно – 5,7 и 4,0 °С/мин. При этом скорость снижения температуры расплава на первой минуте для обоих случаев превышает 20 °С/мин (на графике не показано) и уменьшается до 4,2 °С/мин и 2,6 °С/мин, соответственно, в конце.

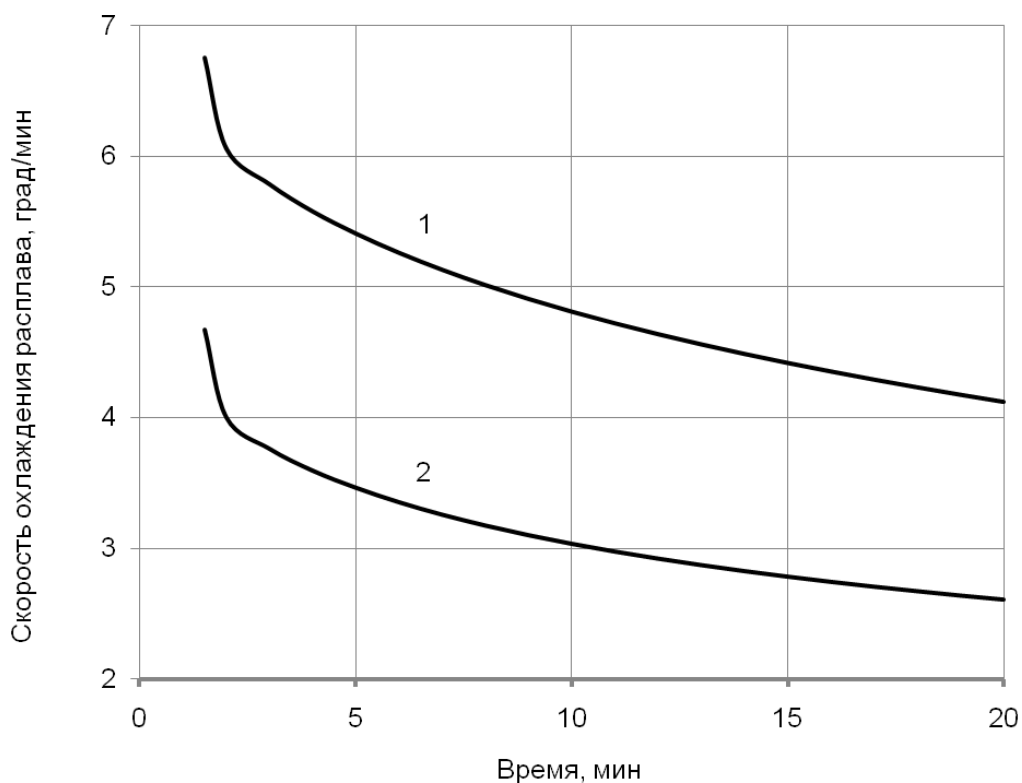


Рис. 1. Процесс охлаждения расплава в сталеразливочном ковше

Выводы и направление дальнейших исследований

Разработанная математическая модель позволяет исследовать процесс охлаждения расплава в сталеразливочном ковше для различных технологических условий.

Эта модель может быть использована для создания АСУ внепечной обработки стали.

Список литературы

1. Огурцов А. П. Производство стали от старта до финиша. Сталеразливочный ковш и внепечные технологии. Том 2. – Днепродзержинск : ДГТУ, 2011. – 275 с.
2. Бейцун С. В. Математическая модель процесса охлаждения расплава в сталеразливочном ковше // С. В. Бейцун, Н. В. Михайловский, В. Ф. Сапов. – *Металургійна теплотехніка : збірник наукових праць НМетАУ*. – Дніпропетровськ : ПП Грек О.С., 2006. – С. 8–15.
3. Михайловский Н. В. Влияние толщины футеровки сталеразливочного ковша на тепловые потери расплава // Н. В. Михайловский, С. В. Бейцун. – *Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов НМетАУ*. – Днепропетровск : НМетАУ, 2010. – С. 135–142.
4. Бейцун С. В. Тепловое состояние ковшей при внепечной обработке стали // С. В. Бейцун, Н. В. Михайловский, В. И. Шибанский. – *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2013. – № 4. – С. 104–107.
5. Агеев С. В. Технология автоматического определения тепло содержания сталеразливочного ковша // С. В. Агеев, А. Д. Чернопольский, И. А. Петушков, В. И. Бойков, С. В. Быстров, А. А. Блинников. – *Металлург*. – 2011. – № 5. – С. 48–52.

Рукопись поступила 17.07.2013 г.

УДК 662.9(083)

Бирюков А.Б. — к.т.н., доцент, Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ)

Гнитиёв П.А. — ассистент, ДонНТУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ УСКОРЕНИЯ ОПЕРАЦИИ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗАГОТОВОК В ПЕЧИ ЗА СЧЕТ ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧИ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

С использованием метода тепловой диаграммы выполнены расчетные оценки возможного ускорения операции воздушного охлаждения заготовок в печи за счет импульсной подачи охлаждающего воздуха. Установлено, что усилению коэффициента конвективной теплоотдачи на 20 – 30 %, характерному для импульсных режимов подачи теплоносителя, соответствует ускорение операции воздушного охлаждения на 18 – 23 % по сравнению с традиционным безимпульсным вариантом реализации данной технологии.

Ключевые слова: коэффициент теплоотдачи; пульсирующий режим; охлаждающий воздух; время охлаждения.

Постановка проблемы в общем виде

На сегодняшний день актуальной является проблема повышения ритмичности комплексной термообработки крупных заготовок для тяжелого машиностроения в печах при сохранении заданных показателей нагрева. Важным аспектом данной проблемы является интенсификация процессов воздушного охлаждения заготовок в печи, так как охлаждение крупных деталей является одним из лимитирующих звеньев данного процесса.

Анализ публикаций по теме исследования

В литературных источниках представлено сравнительно мало информации об операциях воздушного охлаждения заготовок в печах и способах их интенсификации. В работе [1] рассматривается интенсификация процесса охлаждения за счет увеличения поверхности теплообмена, например, оребрения поверхностей деталей. Однако в большинстве случаев необходимо интенсифицировать теплообмен, не изменяя форму и размеры заготовок. Реально доступным и эффективным способом решения этой задачи является увеличение коэффициента теплоотдачи от поверхности охлаждаемых тел к охлаждающей

среде. Практика показывает, что в некоторых случаях охлаждение металла занимает 10 – 11 часов на воздухе перед последующей обработкой [2], операция охлаждения заготовок в печах имеет примерно аналогичную продолжительность.

В работе [3] авторы создали эффективную методику расчета операции воздушного охлаждения, основанную на методе тепловой диаграммы и рассмотрении величин начальной и конечной плотностей отводимого теплового потока.

В предложенной методике [3] для расчета операции воздушного охлаждения не учитывается охлаждение футеровки. Это, по мнению авторов, вполне допустимо для современных камерных печей, у которых внутренний слой футеровки выполнен из волокнистых огнеупоров, масса которых значительно меньше массы охлаждаемой заготовки. Соответственно и доля теплоты, отводимой от футеровки воздушным охлаждением, во много раз меньше теплоты, отводимой от металла.

Вопросам экспериментального изучения воздушного охлаждения тел посвящена работа [4], в которой исследовано влияние пульсирующей подачи воздуха для охлаждения нагреваемого тела. Экспериментально установлены значения коэффициентов конвективной теплоотдачи для случаев подачи охлаждающего воздуха с разной частотой. Данный эксперимент показал усиление конвективной составляющей теплообмена на 20 – 30 % по сравнению с безимпульсным вариантом реализации охлаждения. Эти данные согласуются с результатами, полученными в работе [5].

Постановка задачи исследования

Целью данной работы является выполнение расчетных оценок возможности ускорения операций охлаждения заготовок в печах за счет использования импульсного режима подачи охлаждающего воздуха.

Результаты исследований

Для интенсификации процесса охлаждения заготовок в печи необходимо повлиять на одну из величин, входящих в закон теплопередачи и определяющих значение теплового потока от нагретого тела к охлаждающему воздуху Q , (Вт):

$$Q = \alpha \cdot F_m \cdot \Delta t, ,$$

где α – коэффициент теплоотдачи от тела к воздуху, Вт/(м²·К); F_m – поверхность охлаждаемых тел, м²; Δt – разность температур горячего тела и охлаждающего воздуха, К.

Поскольку влиять на поверхность теплообмена мы не можем, и разность температур постепенно уменьшается, увеличить тепловой поток возможно лишь посредством интенсификации процесса теплообмена, а именно, увеличением коэффициента теплоотдачи от тела к воздуху в каждый момент времени.

Описание процесса воздушного охлаждения заготовок в печи, в целом, представляет собой довольно сложную задачу. Если детально рассматривать данный процесс, то можно выделить, как минимум, два участка, в которых коэффициенты теплоотдачи от заготовок к воздуху будут существенно отличаться. Первый участок, так называемая активная зона теплоотдачи, характеризуется более высокими значениями коэффициента теплоотдачи, которые колеблются в диапазоне 40 – 60 Вт/(м²·К), данный участок образован следами факелов натекающего воздуха на поверхности заготовок. Второй участок представлен частью поверхности заготовок, для которой теплообмен определяется по механизму свободной конвекции (коэффициент теплоотдачи на уровне 8 – 15 Вт/(м²·К). В свою очередь, итоговым коэффициентом теплоотдачи при охлаждении заготовок, в целом, будет величина, находящаяся в диапазоне между значениями данного коэффициента первой и второй зон, в среднем, порядка 20 – 35 Вт/(м²·К) в зависимости от формы тела, скорости обдувающего потока и других факторов. Время всего процесса охлаждения в печи напрямую зависит от величины итогового коэффициента теплоотдачи.

В данной работе предлагаются расчетные оценки возможности ускорения операций охлаждения заготовок в печах за счет использования импульсного режима подачи охлаждающего воздуха, при котором как показано в работе [4], коэффициент теплоотдачи увеличивается на 20 – 30 %.

Переход на пульсирующее охлаждение с заданной частотой позволяет разрушать пограничный слой, как бы «ударяя» потоками воздуха по материалу, тем самым повышается количество теплоты, удаляемое с поверхности заготовки.

Конвективный теплообмен при поперечном обтекании цилиндрических тел и стационарном течении среды описывается при помощи следующих критериальных уравнений [6]:

$$\begin{aligned} \text{при } Re < 1000 \quad Nu &= 0,56 Re^{0,5} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,36} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} ; \\ \text{при } Re \geq 1000 \quad Nu &= 0,28 Re^{0,6} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,36} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \end{aligned} \quad (1)$$

где критерий Нуссельта, Рейнольдса определяются как:

$$Nu = \frac{\alpha_k \cdot d}{\lambda}; \quad Re = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (2)$$

где α_k – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м²·К); d – характерный размер охлаждаемой поверхности, м; λ – коэффициент теплопроводности охлаждающей среды при ее температуре, Вт/(м·К); w – характерная скорость потока газа или жидкости, м/с; d – характерный размер твердой поверхности, м; ν – кинематическая вязкость потока, вычисленная при его температуре, м²/с.

Используя зависимости (1), (2) для упрощения расчета итогового усредненного коэффициента теплоотдачи была получена следующая формула:

$$\alpha = \frac{0,5 \cdot 0,28 \cdot (w/\nu)^{0,6} \cdot \lambda \cdot Pr^{0,36}}{d^{0,4}}, \quad (3)$$

где 0,5 – коэффициент, учитывающий ослабление теплоотдачи в зоне свободной конвекции от заготовки к охлаждающему воздуху.

Ниже приведены сравнительные расчеты процесса охлаждения заготовок воздухом в безимпульсном и импульсном режимах для следующих исходных данных, взятых из практики отечественных машиностроительных предприятий: диаметр заготовок $d = 1$ м; длина $l = 6$ м; количество заготовок 6 шт.; начальная температура поверхности заготовок $t_{\text{пов}}^{\text{нач}} = 650$ °С; конечная температура поверхности заготовок после охлаждения $t_{\text{пов}}^{\text{кон}} = 450$ °С; температура окружающей среды $t_{\text{ок}} = 20$ °С; расход охлаждающего воздуха $V_{\text{возд}} = 7$ м³/с; сечение, через которое истекает охлаждающий воздух $F = 0,251$ м² (в данном случае принято, что диаметр фурм равен 0,1 м, количество фурм – 32); поверхность охлаждаемых заготовок $F_m = 94,25$ м².

Расчет охлаждения по стандартной безимпульсной технологии

Данному варианту охлаждения условно присвоен индекс «1». Время охлаждения заготовки рассчитано на основании тепловых потоков в начале и в конце периода охлаждения, температурного перепада по сечению заготовки в конце периода охлаждения и при заданном расходе охлаждающего воздуха.

Усредненный коэффициент теплоотдачи α от поверхности заготовки к охлаждаемому воздуху был рассчитан по формуле (3):

При расчете коэффициента теплоотдачи для каждого момента времени значения теплофизических характеристик воздуха, соответствовали средней температуре, равной среднеарифметическому от температур ввода и удаления воздуха.

Для расчета процесса охлаждения в конечный момент времени использованы зависимости для определения плотности теплового потока и температуры удаляемого воздуха:

$$q_{\text{кон1}} = \bar{\alpha}_1 \cdot \left(t_{\text{пов}}^{\text{кон}} - \frac{t_{\text{возд}}^{\text{уд.кон1}} + t_{\text{ос}}}{2} \right); \quad (5)$$

$$t_{\text{возд}}^{\text{уд.кон1}} = \frac{q_{\text{кон1}} \cdot F_{\text{м}}}{V_{\text{возд}} \cdot C_{\text{возд}}} + t_{\text{ос}}, \quad (6)$$

где $t_{\text{возд}}^{\text{уд.кон1}}$ – температура воздуха, удаляемого из рабочего пространства в конечный момент времени, °С; $C_{\text{возд}}$ – теплоемкость воздуха, Дж/(м³·К).

Характер зависимостей (5) и (6) таков, что определение искомых величин необходимо проводить по итерационной процедуре. Итерационные расчеты продолжаются до тех пор, пока значения температуры удаляемого воздуха, определенные на двух соседних шагах, не сойдутся с заданной точностью.

Таким образом, установлено, что для принятых исходных данных итоговый коэффициент теплоотдачи α от заготовок к охлаждающему воздуху за весь период охлаждения по стандартной безимпульсной технологии составил 18,0 Вт/(м²·К).

Тепловой поток в конце процесса охлаждения $q_{\text{кон1}} = 7010$ Вт/м² при температуре удаляемого воздуха $t_{\text{возд}}^{\text{уд.кон1}} = 97$ °С и коэффициенте теплоотдачи от заготовок к охлаждающему воздуху в конце периода $\bar{\alpha}_{\text{кон1}} = 18,4$ Вт/(м²·К).

Искомые величины для начального момента охлаждения были определены аналогичным образом: тепловой поток в начале процесса охлаждения $q_{\text{нач1}} = 10307$ Вт/м², при температуре удаляемого воздуха $t_{\text{возд}}^{\text{уд.нач1}} = 131$ °С и коэффициенте теплоотдачи от заготовок к охлаждающему воздуху в начальный момент времени $\bar{\alpha}_{\text{нач1}} = 17,65$ Вт/(м²·К).

Среднюю, за процесс охлаждения, плотность отводимого теплового потока определяли как:

$$q_{\text{ср1}} = \frac{q_{\text{нач1}} - q_{\text{кон1}}}{\ln \left(\frac{q_{\text{нач1}}}{q_{\text{кон1}}} \right)}.$$

В результате получено значение $q_{\text{ср1}} = 8553$ Вт/м².

Время процесса охлаждения для заданных условий протекания процесса:

$$\tau_1 = \frac{\frac{d}{2} \cdot \rho \cdot (i_{\text{ср.м}}^{\text{нач1}} - i_{\text{ср.м}}^{\text{кон1}})}{2 \cdot q_{\text{ср1}} \cdot 3600}, \quad (7)$$

где $\rho = 7700$ – плотность охлаждаемых заготовок, кг/м^3 ; $i_{\text{ср.м}}^{\text{нач1}}$ – энтальпия охлаждаемых заготовок при среднемассовой температуре в начальный момент времени, кДж/кг ; $i_{\text{ср.м}}^{\text{кон1}}$ – энтальпия охлаждаемых заготовок при среднемассовой температуре в конечный момент времени, кДж/кг .

Среднемассовая температура в конечный момент времени была вычислена с учетом температурного перепада по толщине заготовки, по известным зависимостям для режима охлаждения $q = \text{const}$.

Время охлаждения $\tau_1 = 8,92$ часа.

Расчет охлаждения с импульсной подачей воздуха

Данному варианту охлаждения условно присвоен индекс «2».

Опираясь на экспериментальные исследования [4], в которых зафиксировано увеличение коэффициента теплоотдачи на 30 %, можно произвести аналогичный расчет для новых условий, при пульсирующей подаче охлаждающего воздуха.

Для данных условий коэффициент теплоотдачи будет рассчитан по зависимости (3) с дополнительным коэффициентом 1,3, учитывающим интенсификацию теплообмена при импульсной подаче воздуха.

Итоговый коэффициент теплоотдачи будет равен $\bar{\alpha}_2 = 23 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

Охлаждение заготовок по импульсному режиму проведено по аналогичной схеме.

Тепловой поток в конечный момент времени с коэффициентом теплоотдачи, равном $\bar{\alpha}_{\text{кон2}} = 23,37 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, составит $q_{\text{кон2}} = 8818 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, при температуре удаляемого воздуха в конечный момент времени $t_{\text{возд}}^{\text{уд.кон2}} = 115 \text{ }^\circ\text{C}$.

Начальный тепловой поток с коэффициентом теплоотдачи, равном $\bar{\alpha}_{\text{нач2}} = 22,53 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, будет равен $q_{\text{нач2}} = 12960 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при температуре уходящего воздуха $t_{\text{возд}}^{\text{уд.нач2}} = 158 \text{ }^\circ\text{C}$.

Средний тепловой поток за период охлаждения составил $q_{\text{ср2}} = 10756 \text{ Вт/м}^2$.

При пульсирующем режиме подачи воздуха время охлаждения составило $\tau_2 = 6,85$ часа.

Выводы и направление дальнейших исследований

Сравнив оба способа охлаждения, можно сделать вывод, что при увеличении коэффициента теплоотдачи на 30% время охлаждения сокращается на 18 – 23 %. Это позволяет судить о том, что с увеличением коэффициента теплоотдачи время процесса изменяется непропорционально вследствие уменьшения разности температур уходящего воздуха и охлаждаемых изделий, а также влияния теплофизических свойств воздуха. Зависимость времени протекания процесса охлаждения от коэффициента теплоотдачи носит нелинейный характер, изучение которого планируется на основе физического моделирования процесса охлаждения в камерной печи.

Список литературы

1. Гинкул С.И. Вопросы тепло- и массообмена в материалах, нагрева и охлаждения металла / С. И. Гинкул, В. И. Шелудченко, В. В. Кравцов // Учебное пособие. – Донецк : РИА ДонГТУ, 2000. – 162 с.
2. Бирюков А. Б. Энергоэффективность и качество тепловой обработки материалов в печах / А. Б. Бирюков. – Донецк : Ноулидж, 2012. – 248 с.
3. Бирюков А. Б. Опыт создания расчетных комплексов для изучения нагрева и термообработки заготовок в печах / А. Б. Бирюков, В. В. Кравцов // Сб. научн. трудов ДонНТУ. – 2010. – Вып. 12(177). – С. 194–200.
4. Бирюков А. Б. Исследование влияния импульсной подачи сред на интенсификацию тепло и массопереноса / А.Б. Бирюков, Н.В. АLEXИНА // Металл и литье Украины. – 2012. – № 4–5
5. Ревун М. П. Новые схемы импульсного отопления нагревательных и термических печей / М. П. Ревун, А. И. Барищенко, А. И. Чепрасов и др. // Metallurgical and mining industry. – 2005. – № 3. – С. 97–100.
6. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 265 с.

Рукопись поступила 15.08.2013 г.

УДК 544.723

Бирюков А.Б. – д.т.н., доцент, Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ)

Новикова Е.В. – к.т.н., доцент, ДонНТУ

Сорокина Т.В. – к.т.н., научный сотрудник, Институт технической теплофизики Национальной академии наук Украины (ИТТФ НАНУ)

Заика А.А. – магистрант, ДонНТУ

ДИАГНОСТИКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕАКТОРОВ ПИРОЛИТИЧЕСКОГО СИНТЕЗА УГЛЕРОДНЫХ НАНОМАТЕРИАЛОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ОГРАНИЧЕННОГО ЧИСЛА ДАТЧИКОВ

Предложен алгоритм работы экспертной системы для анализа гидродинамических параметров реакторов пиролизического синтеза углеродных наноматериалов (УНМ) без использования газоанализатора и расходомеров для измерения расходов сред на входе и выходе из реактора. Таким образом значительно сокращаются затраты на создание комплекса оборудования для синтеза УНМ, что создает перспективы для более широкого производства таких материалов и их широкого использования.

Ключевые слова: углеродные наноматериалы; пиролиз углеводородов; реактор синтеза; экспертная система; газоанализатор; расходомер; дроссельный клапан.

Анализ публикаций на тему исследования

Имеется множество данных о синтезе углеродных наноматериалов (УНМ), в частности, углеродных нанотрубок (УНТ), при помощи различных методов (электродуговое осаждение, CVD-синтез, каталитический пиролиз на поверхности подложек с катализатором и т.д.) [1]. Однако, для выбора наиболее оптимальных условий работы каждого реактора, необходимо проводить исследование влияния различных технологических параметров на интенсивность протекания базовых реакций разложения углеводорода, так, например, многие исследования доказали, что значение давления в реакторе может в значительной мере определить скорость процесса синтеза, диаметр образующихся нанотрубок и показатели их качества.

Область производства УНМ характеризуется постоянным уточнением сведений о рациональных параметрах реализации технологий (например, выбор углеводорода, температуры процесса, параметры

подвода исходной среды и т.д.) [1–3]. Особенностью данной новой области промышленности должен служить высокий уровень способности к перестройке на новые технологические параметры не только опытных, но и опытно-промышленных и промышленных реакторов. Таким образом, особую роль приобретает система АСУ ТП реактора, которая должна приобрести также функции экспертной системы, позволяющей интерпретировать информацию, получаемую от датчиков. При этом используется стационарный набор датчиков – расходомеры, газоанализатор, термопары [4].

При помощи простых оценок можно установить, что стоимость аппаратной части системы управления составляет значительную часть от стоимости комплекса синтеза в целом. Поэтому актуальной является задача упрощения аппаратной части комплекса без снижения точности получаемой информации.

Так, в работе [5] предложен алгоритм работы экспертной системы для анализа тепловой работы реакторов пиролизического синтеза УНМ, основанной на построении моментальных тепловых балансов, не имеющей в своем составе газоанализатора для определения содержания компонентов в газообразной среде, покидающей реактор.

Постановка задачи исследования

В данной работе, продолжая исследования представленные в работах [4, 5], усилия сосредоточены на разработке алгоритма работ экспертной системы для анализа гидродинамических условий работы реакторов пиролизического синтеза УНМ, не имеющей в своём составе ни расходомеров, ни газоанализаторов для определения содержания компонентов в газообразной среде, покидающей реактор.

Изложение основных материалов исследования и результатов

На рис. 1 представлена одна из традиционных схем реактора периодического действия для синтеза УНМ на подложках с катализатором: цилиндрический реактор (1) имеет патрубки для подвода и отвода газообразных сред, в нижней части реакционной зоны установлен электрический нагреватель (2), позволяющий поддерживать заданную температуру, которая контролируется при помощи специальной термопары (4). На этой схеме согласно задаче исследования нанесены такие элементы КИП и управления как термопары, датчики давления. На отводящем и подводящем трубопроводах имеются регуляторы давления – дроссельные клапаны. Углы поворота дроссельных клапанов преобразуются в электрический сигнал с помощью сельсин датчиков. Все сигналы от датчиков передаются на контроллер.

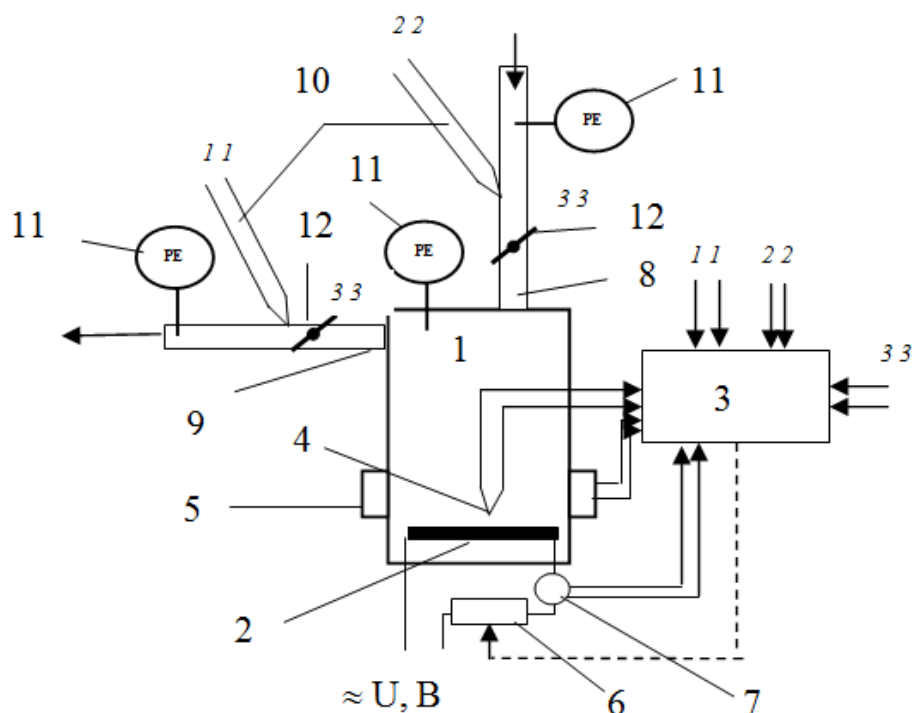
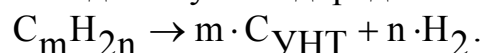


Рис. 1. Структурная схема системы диагностики гидродинамических условий работы реактора УНМ:
 1 – реактор; 2 – электрический нагреватель; 3 – контроллер;
 4 – термопара в реакционной зоне; 5 – датчики диэлектрической проницаемости реакционного пространства; 6 – реостат, для управления тепловой мощностью, выделяемой на нагревателе реактора; 7 – прибор для замера мощности, потребляемой нагревателем; 8 – патрубок подвода углеводорода; 9 – патрубок отвода газообразных продуктов; 10 – термопары; 11 – датчики давления; 12 – дроссельные клапаны; 1-1, 2-2, 3-3 – сигналы от соответствующих чувствительных элементов.

Регулятор давления устанавливает такие углы поворота дроссельных клапанов, при которых для установившихся уровней давления до реактора P_1 и после реактора P_3 поддерживается заданный уровень давления в реакторе P_2 .

В основе изучаемого процесса лежит итоговое уравнение пиролизного разложения исходного углеводорода:



Основным компонентом газовой смеси, покидающей реактор, является водород, остальные компоненты представлены недоразложенными углеводородами. Для значительной части существующих реакторов стационарный газоанализатор для изучения состава газообразной среды, покидающей реактор, не установлен. В данной работе соз-

дан алгоритм, позволяющий определять состав уходящей среды для реакторов, не имеющих в составе КИП стационарного газоанализатора и расходомеров.

Полагая, что каталитическому разложению подвергается только часть углеводорода, а остальная в своем начальном состоянии переходит в конечный состав газов, покидающих установку, имеем следующее процентное соотношение углеводорода и водорода:

$$\%C_mH_{2n} = \frac{1-\chi}{1+\chi \cdot (n-1)} \cdot 100; \quad \%H_2 = \frac{\chi \cdot n}{1+\chi \cdot (n-1)} \cdot 100, \quad (1)$$

где n, m – количество атомов углерода и водорода, соответственно, в исходном углеводороде; χ – доля прореагировавшего углеводорода, которая определяется как:

$$\chi = \frac{V_2 - V_1}{(n-1) \cdot V_1}, \quad (2)$$

где V_1, V_2 – расходы газообразного потока на входе и выходе соответственно (н.ф.у.), м/с.

Использование предложенной системы диагностики проиллюстрировано для следующих исходных данных:

- диаметр патрубка на входе $d_1 = 0.051$ м;
- диаметр патрубка на выходе $d_2 = 0.051$ м;
- гидравлический коэффициент трения $\lambda = 0.002$;
- длина патрубка $l = 2$ м;
- температура газообразной среды $t = 500$ C°;
- коэффициент скорости истечения $\varphi = 0.95$;
- плотность среды (при н.ф.у.) $\rho_r = 0.5$ кг/м³;
- уровень давления до реактора $P_1 = 1200$ Па;
- уровень давления в реакторе $P_2 = 300$ Па;
- уровень давления на выходе из реактора $P_3 = 98$ Па;
- исходный углеводород CH_4 ;
- коэффициент местного сопротивления $k_{мс}$.

Для вынесения суждения о расходе исходного углеводорода в зависимости от установленного угла поворота дроссельного клапана α_1 , для имеющего место перепада давления $\Delta P_1 = P_1 - P_2$, используем формулу определения суммарных потерь давления:

$$\Delta P_{\Sigma} = \lambda \cdot \frac{1}{d_1} \cdot \frac{W^2 \cdot \rho_r}{2} + k_{мс}(\alpha) \cdot \frac{W^2 \cdot \rho_r}{2} + \frac{W_{ист}^2 \cdot \rho_r}{2 \cdot \varphi^2}. \quad (3)$$

Учитывая, что скорость движения среды W определяется отношением расхода исходного углеводорода V_1 к поперечному сечению патрубка F , получаем следующее выражение для определения расхода исходного углеводорода:

$$V_1 = \sqrt{\frac{\Delta P_1}{\frac{16 \cdot \rho_{\Gamma}}{2 \cdot (\pi \cdot d_2^2)^2 \cdot \varphi^2} + \kappa_{\text{мс}}(\alpha) \cdot \frac{16 \cdot \rho_{\Gamma}}{2 \cdot (\pi \cdot d_1^2)^2} + \lambda \cdot \frac{1}{d_1} \cdot \frac{16 \cdot \rho_{\Gamma}}{2 \cdot (\pi \cdot d_1^2)^2}}}. \quad (4)$$

Выходящий поток, состав которого отличается от исходного рассчитываем по формуле:

$$V_2 = 2 \cdot V_1 \cdot \chi + (1 - \chi) \cdot V_1. \quad (5)$$

Вычисляя с помощью вычислительного пакета MathCAD следующее трансцендентное уравнение, определяем долю прореагировавшего углеводорода χ . Зная её значение, находим расход выходящего потока V_2 (5), с учётом перепада давления $\Delta P_2 = P_2 - P_3$:

$$\lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{V_1^2 \cdot \left[\left[\frac{2 \cdot \chi}{2 \cdot \chi + (1 - \chi)} \cdot 2 + \frac{(1 - \chi)}{2 \cdot \chi + (1 - \chi)} \cdot 16 \right] \cdot \frac{t + 273}{273} \right] \cdot 16}{2 \cdot \pi^2 \cdot d^4} +$$

$$+ \kappa_{\text{мс}}(\alpha) \cdot \frac{V_1^2 \cdot \left[\left[\frac{2 \cdot \chi}{2 \cdot \chi + (1 - \chi)} \cdot 2 + \frac{(1 - \chi)}{2 \cdot \chi + (1 - \chi)} \cdot 16 \right] \cdot \frac{t + 273}{273} \right] \cdot 16}{2 \cdot \pi^2 \cdot d^4} - \Delta P_2 = 0. \quad (6)$$

Для расчётов использовали приведенные в литературе характеристики дроссельных клапанов [6], проиллюстрированные на рис. 2.

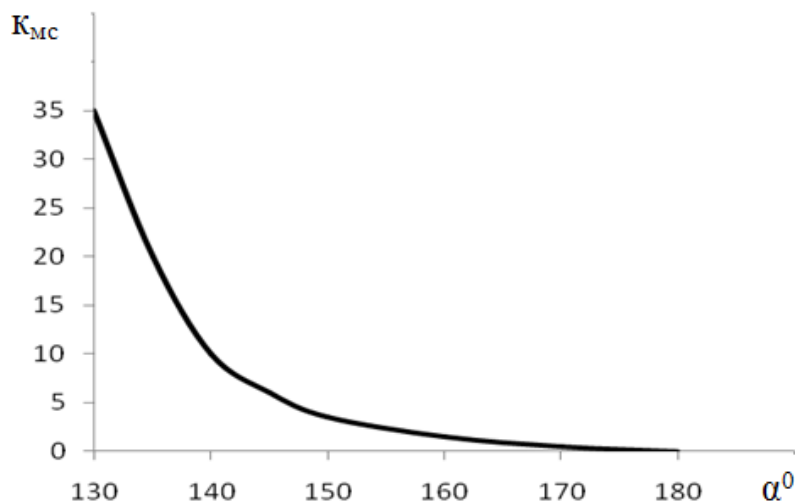


Рис. 2. Зависимость коэффициента местного сопротивления от угла поворота дроссельного клапана

Результаты расчётов по предложенной методике представлены на рис. 3. Они дают представление о расходе сред при отсутствии стационарных расходомеров.

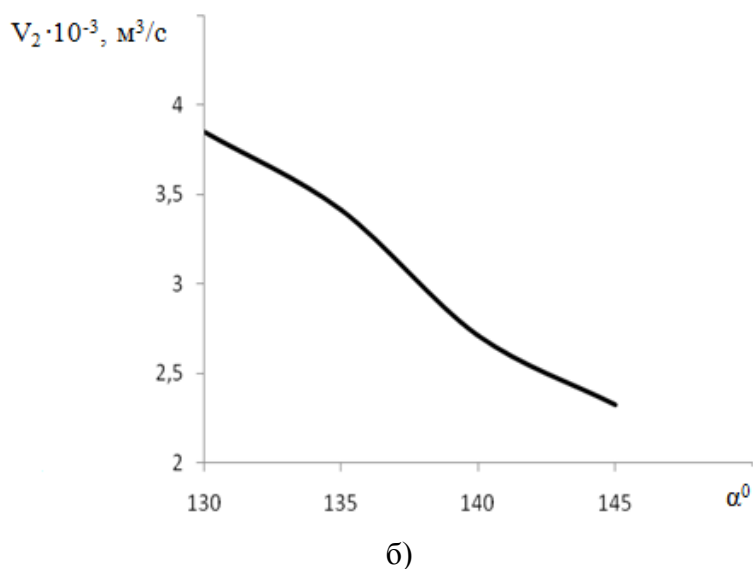
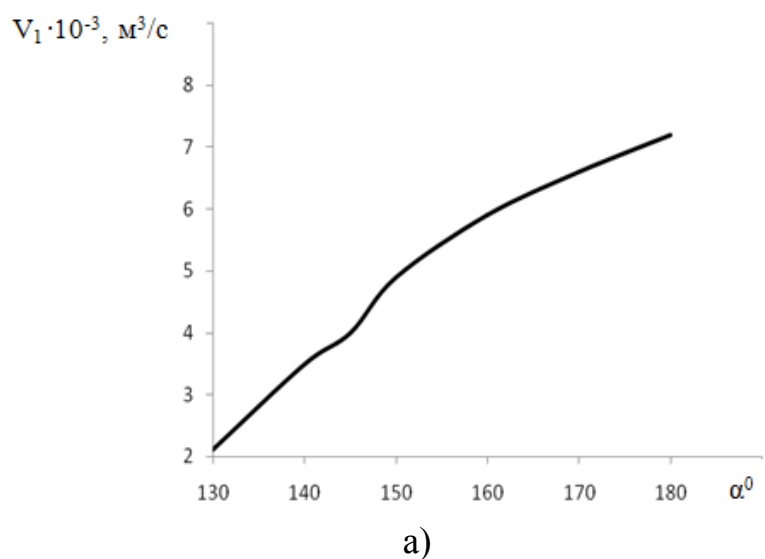


Рис. 3. Зависимость расхода газообразного потока на входе (а) и на выходе (б) из реактора от угла поворота дроссельного клапана

Рассчитываем долю прореагировавшего углеводорода в зависимости от поворота дроссельного клапана. На рис. 4 продемонстрирована зависимость процентного содержания компонентов в газовой смеси, покидающей реактор, в зависимости от угла поворота дроссельного клапана, который открывается в диапазоне $130^\circ - 145^\circ$. Также с использованием предложенной методики получены данные о составе газов, покидающих реактор, на основании определения доли разложившегося углеводорода.

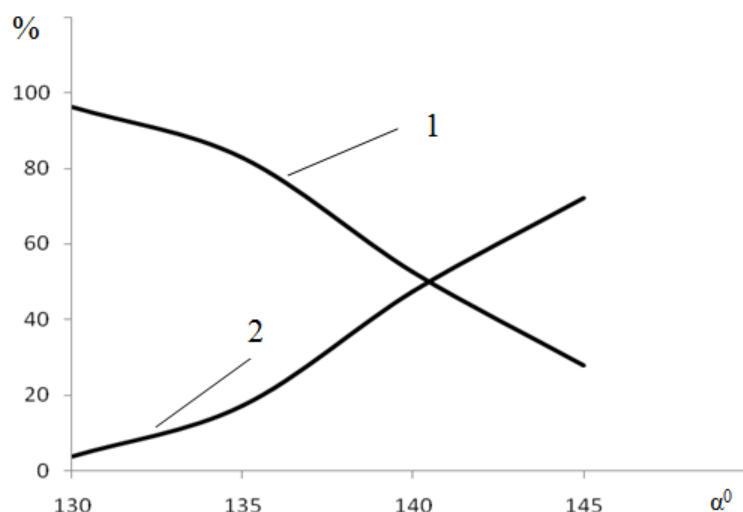


Рис.4. Процентное содержание компонентов газовой смеси, покидающей реактор синтеза УНМ, в зависимости от угла поворота дроссельного клапана (1- исходный углеводород, 2- водород)

Для проверки правильности полученных данных сумма долей компонентов смеси должна составлять сто процентов, при любом значении угла поворота.

Выводы

Разработан алгоритм работы экспертной системы для проведения анализа гидродинамических параметров реакторов пиролизического синтеза УНМ, в аппаратной части которой не используются газоанализаторы и расходомеры. Применение данной системы позволит снизить стоимость реактора, при этом в результате расчётной обработки сигналов от остальных датчиков будут получены достаточно достоверные данные о составе газов и их расходе. Таким образом создаются перспективы для более широко производства УНМ и их использования, что способствует созданию новых, экологически безопасных, путей решения проблемы использования природных ископаемых.

Список литературы

1. Раков Э. Г. Нанотрубки и фуллерены : Учебн. Пособие. – М. : Университетская книга, Логос, 2006. – 376 с.
2. Ткачев А. Г., Золотухин И. В. Аппаратура и методы синтеза твердотельных наноструктур. – М. : Машиностроение-1, 2007. – 316 с.
3. Мищенко С. В., Ткачев А. Г. Углеродные наноматериалы. Производство, свойства, применение. –М. : Машиностроение, 2008. – 320 с.

4. Бирюков А. Б., Кравцов В. В., Новикова Е. В., Алехина Н. В. Системы диагностики тепловой работы лабораторных, полупромышленных и промышленных реакторов синтеза углеродных наноматериалов // Промышленная теплотехника. – 2011. – Вып. 3. – С. 75–80.

5. Бирюков А. Б., Новикова Е. В., Гнитиёв П. А., Манойлов Д. В. Диагностика тепловой работы реактора синтеза углеродных наноматериалов при использовании ограниченного числа датчиков // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 3. – С. 39–43

6. Курбатов Ю. Л., Масс М. С., Кравцов В. В. Гідрогазодинаміка у теплотехніці : Навчальний посібник /. – Донецьк : Норд-Прес, 2009. – 186 с.

Рукопись поступила 08.10.2013 г.

УДК 669.184.152.4

Гичёв Ю.А. – д.т.н., проф., Национальная металлургическая академия Украины

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРЕВА И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЖЕЛЕЗОРУДНЫХ ОКАТЫШЕЙ

Исследование касается нагрева и восстановления железорудных окатышей с использованием небольших концентраций СО в отходящих газах сталеплавильных конвертеров.

Экспериментально на укрупнённой лабораторной установке подтверждена возможность практически полного использования СО в газе при соответствующих температурных условиях и избытке гематита в сырье по отношению к его стехиометрической величине. Экспериментально полученные зависимости позволяют рассчитать расходы гематитовых железорудных окатышей и определить температурные условия в процессе с полным использованием небольших концентраций СО в газе.

Получено уравнение подобия теплоотдачи при нагреве слоя железорудных окатышей для одно- и двухходового перекрёстного тока с газом. Предложен вид уравнения теплообмена, позволяющий учитывать влияние на интенсивность теплоотдачи перетоков газа из одной зоны в другую. Выведена зависимость для расчёта количества перетекающего газа и показана её адекватность экспериментальным данным.

Ключевые слова: нагрев; восстановление; железорудные окатыши; гематит; магнетит; конвертерный газ.

Введение

Использование конвертерного газа для восстановления железорудного сырья создаёт предпосылки для разработки эффективной системы технологического использования конвертерного газа, включающей получение металлизированного железорудного сырья, с последующим применением его в конвертерной плавке, и ликвидацию выбросов СО в атмосферу с негорючим конвертерным газом [1, 2].

Разработка системы использования конвертерного газа для восстановления железорудного сырья потребовала экспериментальных исследований теплообмена в слое железорудного сырья при перекрёстном движении материала и газа, а также восстановления гематито-

вого железорудного сырья с использованием небольших концентраций СО в газе.

Постановка задачи исследования

Необходимость постановки этих исследований обусловлена следующим.

Реализация процесса с полным использованием небольших концентраций СО в газе-восстановителе не предпринималась. Описанные в [1] лабораторные опыты показали принципиальную возможность осуществления такого процесса и указали на целесообразность дальнейшего его исследования, однако условия этих опытов (в частности исходная концентрация СО в газе) не соответствовали условиям отвода конвертерного газа.

Известные экспериментальные исследования по восстановлению гематита в магнетит относятся, в основном, к маломасштабным лабораторным экспериментам с восстановлением небольших по массе проб из мелких частиц сырья или порошка гематита.

При отводе конвертерного газа для ликвидации выбросов СО предполагается восстанавливать промышленный железорудный материал (окатыши, агломерат, кусковую руду) газом с концентрацией СО ниже предела воспламенения. Целесообразность осуществления такого процесса может быть установлена только в результате крупнолабораторного эксперимента, позволяющего решить следующие задачи:

- установить возможность осуществления процесса с полным использованием СО при восстановлении в условиях, достаточно близких к промышленным;
- получить качественную картину и количественные соотношения, необходимые для осуществления процесса на промышленной установке.

В отношении необходимости постановки экспериментальных исследований по теплообмену можно отметить следующее.

Теплообмен между газом-восстановителем и слоем железорудного сырья предшествует, а затем сопутствует, процессу восстановления, создавая для этого необходимые температурные условия. Адекватность результатов расчета реакторов-восстановителей или математического моделирования процессов восстановления в значительной степени определяется надежностью зависимостей для вычисления коэффициентов теплоотдачи.

Несмотря на довольно большое количество экспериментальных работ по теплообмену между газом и слоем материала [3], общим при их сравнении оказывается существенное расхождение результатов,

что вызывает определенные сложности при выборе зависимостей, определяющих интенсивность теплообмена.

Экспериментальная установка

Для исследования была создана укрупненная экспериментальная установка, принципиальная схема и общий вид которой приведены на рисунке 1.

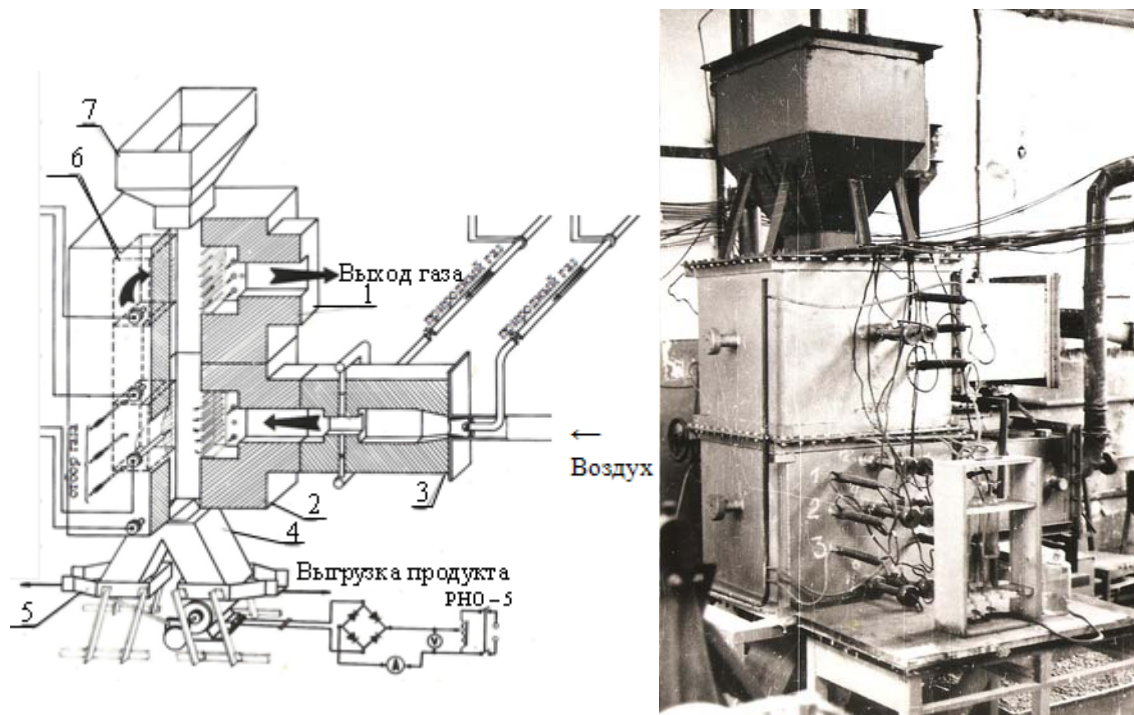


Рис. 1. Принципиальная схема и общий вид экспериментальной установки для нагрева и восстановления железорудных окатышей:

1 и 2 – верхняя и нижняя секции; 3 – камера сгорания; 4 – разгрузочные точки; 5 – вибрационный питатель; 6 – вертикальный газоход; 7 – расходный бункер

Экспериментальная установка выполнена в виде слоевого аппарата шахтного типа с двухходовым перекрестным движением материала и газа [4]. Реакционная часть установки изготовлена из двух секций, верхней 1 и нижней 2, сообщающихся между собой по материалу вертикальной шахтой прямоугольного сечения. Для продувки слоя поперечным током газов со стороны газоходов в каждой секции установлены по две жалюзийные решетки из жаростойкой стали, между которыми образуются верхняя и нижняя зоны обработки материала. Высота слоя материала между верхней и нижней зонами, а также сужение сечения шахты, обеспечили минимальное количество перетоков газа из одной зоны в другую.

Выходная камера нижней секции сообщена по газу со входной камерой верхней секции вертикальным газоходом 6.

В верхней части установка оборудована бункером 7, в нижней – двумя водоохлаждаемыми течками 4 для охлаждения и выгрузки материала. Наличие двух течек способствовало равномерному движению материала по всей высоте шахты.

Камера сгорания установки 3 предназначена для получения продуктов неполного горения природного газа с повышенным содержанием монооксида углерода и приспособлена для сжигания газа с коэффициентом расхода воздуха значительно меньшим 1. Камера оборудована диффузионной горелкой, форкамерой и пережимом, а также включает участок газохода для стабилизации скорости и усреднения температуры продуктов горения природного газа.

Для получения содержащих СО продуктов горения часть газа сжигали при теоретически необходимом количестве воздуха, остальная часть вдувалась в пережим. За счет теплоты продуктов сгорания, идущих из форкамеры, вторичный природный газ нагревался и реформировался, обеспечивая в смеси на выходе из камеры определенное количество СО.

Для вертикального перемещения слоя и выгрузки материала установка оборудована вибрационным питателем, привод которого осуществлялся электродвигателем постоянного тока. Плавное регулирование скорости схода слоя обеспечивалось изменением числа оборотов вибромотора питателя. Газы, содержащие СО, из камеры сгорания поступали во входной газоход нижней секции установки. Затем последовательно поперечным током проходили нижнюю и верхнюю секции, нагревая и восстанавливая слой движущегося железорудного материала.

На установке предусмотрены измерения: температур продуктов горения в камере сгорания и в газоходах верхней и нижней секций; температур слоя в зонах обработки материала; температур материала в непродуваемых участках слоя после верхней и нижней секций; температур кожуха установки; расходов и давлений воздуха и природного газа; расхода материала; статических давлений газа в установке.

Восстановление железорудных окатышей

с использованием небольших концентраций СО в газе

Конвертерный газ с небольшим содержанием СО имитировали продуктами неполного горения природного газа. Проведению опытов предшествовала отработка режимов получения продуктов неполного горения природного газа. В результате наладки была установлена целесообразность использования для опытов продуктов горения, получаемых при коэффициенте расхода воздуха $0,70 \div 0,85$. При этом обеспечивались требуемые концентрации СО, постоянство состава,

практически полное отсутствие метана и сажистого углерода в продуктах горения.

Продукты горения в опытах должны удовлетворять следующим требованиям: содержание СО должно соответствовать составу негорючего конвертерного газа, суммарный расход восстановительных газов не должен превышать стехиометрически необходимого количества для восстановления гематита железорудного сырья в магнетит, а теплота продуктов горения должна обеспечить нагрев слоя до температуры восстановления.

Выбор состава продуктов горения осуществляется, исходя из следующих соображений.

Содержание СО в негорючем конвертерном газе изменяется от 0 до нижнего предела воспламенения и составляет, в среднем, 6,5 % для сухого и 12,5 % – для влажного газа. При переходе от режима полного дожигания к режиму отвода газа без дожигания и, наоборот, в начальные и конечные периоды продувки содержание СО в сбрасываемом через свечу газе, с учётом подсосов воздуха, несколько ниже и составляет, соответственно, 3,1 и 6 %. Абсолютное количество сбрасываемого в атмосферу СО при этом не изменяется.

При имитации негорючего конвертерного газа продуктами неполного горения природного газа, кроме СО, появляется также водород, однако это не искажает реальную картину процесса. Содержание H_2 в конвертерном газе по ряду причин, например, вследствие реформации уплотняющего течи сыпучих водяного пара составляет до 3 – 7 %. Появлению водорода в конвертерном газе способствуют также присадка сыпучих в начальный период продувки конвертера и окислительные процессы, происходящие в мокрой газоочистке. Появление водорода в отходящем газе имеет место также вследствие конверсии углеводородов при донной или комбинированной продувке конвертера. Таким образом, при выборе состава экспериментального газа следует ориентироваться на содержание СО в газе до 6 % и H_2 – до 7 %.

Этим требованиям в широком интервале изменения расхода сырья отвечали продукты горения следующих составов: состав I – $CO = 4,57 \%$, $CO_2 = 6,31 \%$, $H_2 = 5,98 \%$, $H_2O = 16,50 \%$, $N_2 = 66,64 \%$; состав II – $CO = 2,86 \%$, $CO_2 = 8,37 \%$, $H_2 = 3,35 \%$, $H_2O = 17,35 \%$, $N_2 = 68,07 \%$.

Для опытов была отобрана партия железорудных окатышей. Результаты химического анализа отобранной партии: $Fe_{общ} = 59,98 \%$, $FeO = 3,54 \%$, $Fe_2O_3 = 81,76 \%$, $SiO_2 = 7,97 \%$, $CaO = 3,89 \%$, $Al_2O_3 = 1,05 \%$, $MgO = 1,51 \%$. Стехиометрически необходимый объем

восстановителя для восстановления гематита 1 кг окатышей в магнетит составил $v_{\text{CO+H}_2}^{\text{стех}} = 0,0383 \text{ м}^3$.

При выборе соотношения расходов окатышей и продуктов горения, помимо возможности нагрева окатышей до температуры восстановления, учитывалась также необходимость наличия в них избытка гематита:

$$m_{\text{Fe}_2\text{O}_3}^{\text{изб}} = \frac{M_{\text{ок}} \cdot v_{\text{CO+H}_2}^{\text{стех}}}{V_{\text{пг}} (\text{CO}' + \text{H}_2')} > 1, \quad (1)$$

где $M_{\text{ок}}$ – расход окатышей; $V_{\text{пг}}$ – расход продуктов неполного горения; CO' и H_2' – исходные концентрации восстановительных газов в продуктах неполного горения.

Экспериментальные исследования выполнены в два этапа: с продуктами горения состава I – первая серия опытов и состава II – вторая серия опытов. Для всех режимов одной и той же серии расход продуктов горения оставался практически постоянным. Варьирование избытком гематита достигалось путем изменения расхода сырья. Расходные характеристики по окатышам для проведенных серий опытов представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Расходные характеристики по окатышам в первой серии опытов

Показатели	Номера режимов			
	1	2	3	4
Расход окатышей, кг/ч	250	381	420	515
Скорость схода слоя, мм/мин	47,0	70,9	78,4	96,1
Избыток гематита	1,130	1,722	1,898	2,328

Таблица 2

Расходные характеристики по окатышам во второй серии опытов

Показатели	Номера режимов					
	5	6	7	8	9	10
Расход окатышей, кг/ч	146	202	263	337	446	510
Скорость схода слоя, мм/мин	27,5	38,0	49,6	63,5	84,0	96,0
Избыток гематита	1,131	1,566	2,038	2,611	3,457	3,851

Состав продуктов горения в процессе восстановления определяли по анализам проб газа (см. рисунок 2). Продольное перемещение газозаборных трубок позволяло производить отбор газа на анализ в любой точке по ширине слоя, а вращением трубок ориентировали их входные отверстия в соответствии с углом выхода газа из решеток.

При обработке экспериментальных данных, учитывалось, что расположение газозаборных трубок обеспечивает отбор газа для

вполне определенных участков слоя, которые в дальнейшем обозначены теми же номерами, что и точки отбора газа (см. рисунок 2а). При установившемся режиме каждому участку слоя соответствовала определенная средняя температура, увеличивающаяся по ходу движения материала. Это позволило получить зависимость степени использования восстановительных газов от температуры слоя для каждого режима опытов.

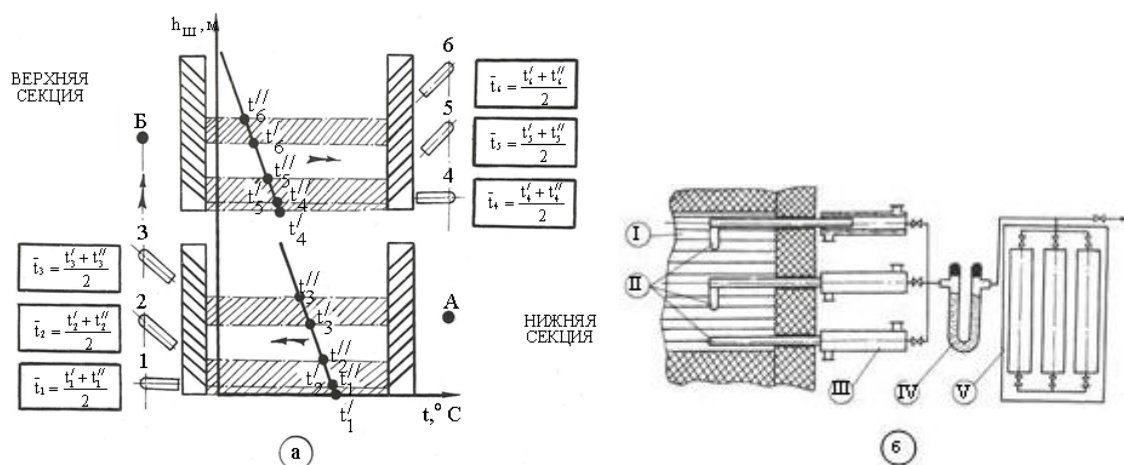


Рис. 2. Расположение газозаборных трубок (а) и схема отбора проб газа на анализ (б):

А, Б – точки отбора газа перед верхней и нижней секциями установки;
1, 2, 3 – положение газозаборных трубок и обозначение точек отбора газа после нижней секции установки; 4, 5, 6 – то же – после верхней секции;
I – жалюзийная решетка; II – газозаборные трубки; III – охладитель газа;
IV – осушитель; V – аспиратор

Степень использования восстановительных газов определялась отдельно для каждого участка слоя выражениями:

$$\eta_{\text{CO}} = \frac{\text{CO}' - \text{CO}''}{\text{CO}''}, \quad \eta_{\text{H}_2} = \frac{\text{H}_2' - \text{H}_2''}{\text{H}_2''}, \quad (2, 3)$$

$$\eta_{\text{CO+H}_2} = \frac{(\text{CO} + \text{H}_2)' - (\text{CO} + \text{H}_2)''}{(\text{CO} + \text{H}_2)'}, \quad (4)$$

где одним штрихом обозначены концентрации газов на входе в слой, а двумя штрихами – на выходе.

Исходные концентрации CO и H₂ на входе в слой верхней секции принимались по результатам анализа газа, отобранного в точке Б.

Изменение степени восстановления окатышей по кислороду на каждом участке слоя определялось по формуле:

$$\Delta\varphi_{ki} = 0,111 \frac{V_{п2i} (CO + H_2)' \cdot \eta_{(CO+H_2)i}}{M_{ок} \cdot v_{CO+H_2}^{стех}}, \quad (5)$$

где 0,111 – степень восстановления окатышей по кислороду при полном восстановлении в них гематита в магнетит; $V_{п2i}$ – расход продуктов горения через участок слоя i ; $\eta_{(CO+H_2)i}$ – степень использования восстановительных газов на участке слоя i .

Приведенные на рисунках 3 – 5 кривые зависимости степени использования CO и H₂ от температуры слоя позволяют отметить ряд общих особенностей восстановления газом с небольшим содержанием CO и H₂.

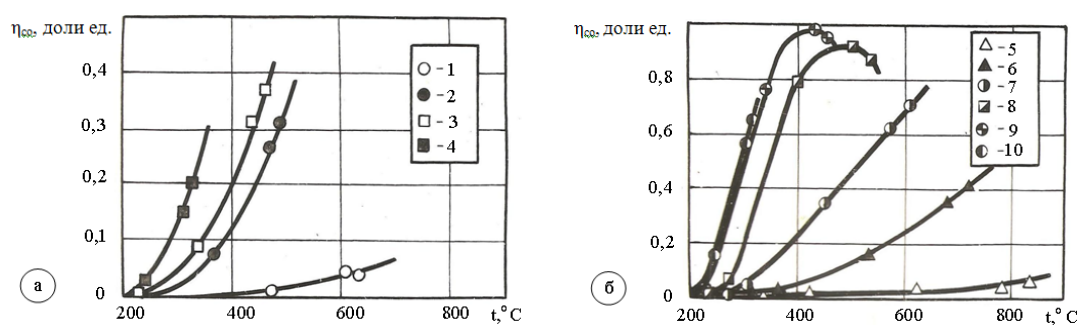


Рис. 3. Зависимость степени использования CO от температуры слоя в режимах первой (а) и второй (б) серии опытов (1...10 – номера режимов)

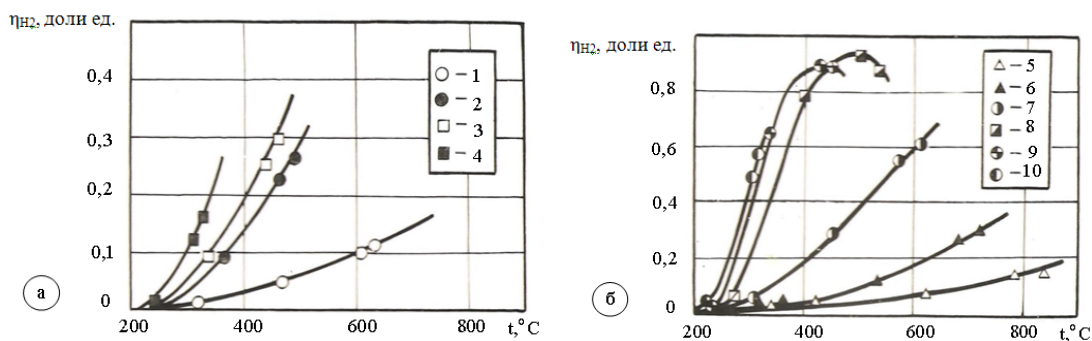


Рис. 4. Зависимость степени использования H₂ от температуры слоя в режимах первой (а) и второй (б) серии опытов (1...10 – номера режимов)

Температуры, при которых начинается восстановление, практически не зависят от режимов опытов и находятся в интервале 210 ÷ 275 °С. При этом также, как и при восстановлении газами с большими концентрациями CO и H₂, восстановление водородом начинается при несколько более высоких температурах, чем монооксидом углерода. Дальнейшее повышение температур приводит к увеличению степени использования газов.

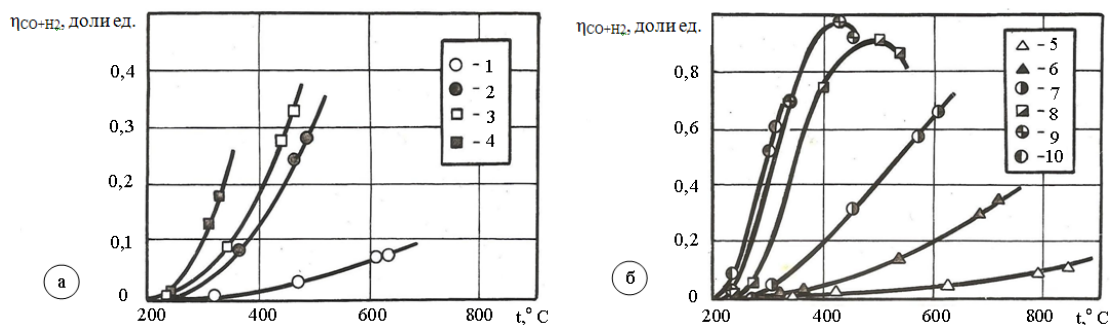


Рис. 5. Зависимость степени использования СО и Н₂ от температуры слоя в режимах первой (а) и второй (б) серии опытов (1...10 – номера режимов)

Существенное влияние на степень использования СО и Н₂ оказывает величина избытка гематита в сырье. Сравнение ряда режимов (1 – 2, 5 – 6 – 7) показывает, что при одних и тех же температурах слоя, с увеличением избытка гематита степень использования восстановительных газов возрастает в несколько раз.

В первой серии опытов максимальная степень использования газов составила 0,371 для СО и 0,295 для водорода. По характеру кривых видно, что достичь более высокой степени использования не представилось возможным из-за невысоких температур слоя, которые обусловлены ограниченным количеством теплоты газа-восстановителя.

Во второй серии опытов соотношение расходов газа и материала при одних и тех же избытках гематита в сырье почти в два раза больше, чем в опытах первой серии, что привело к увеличению температуры слоя и, соответственно, к более высокой степени использования СО и Н₂. Максимальная степень использования СО во второй серии опытов составила 98,2 %, а водорода – 90,8 %.

Графики на рисунке 6, позволяют рассчитать расходы гематитовых окатышей для очистки негорючего конвертерного газа от СО в процессе восстановления.

Зависимость избытка гематита в сырье от температуры слоя (см. рис. 6а) определяет минимальный избыток гематита, при котором возможно полное использование небольших концентраций СО и Н₂ в газе. При этом данные как для первой, так и для второй серии опытов, полученные при различных исходных концентрациях СО и Н₂, удовлетворительно описываются одной зависимостью. Это позволяет предположить, что степень использования СО и Н₂, при небольших концентрациях в газе в начальной стадии восстановления сырья, не зависит от величин исходных концентраций и однозначно определяется избытком гематита в сырье и температурой восстановления. Такое предположение согласуется с физическим представлением о про-

цессе восстановления с полным использованием небольших концентраций газов, как о восстановлении, происходящем преимущественно на поверхности частиц сырья.

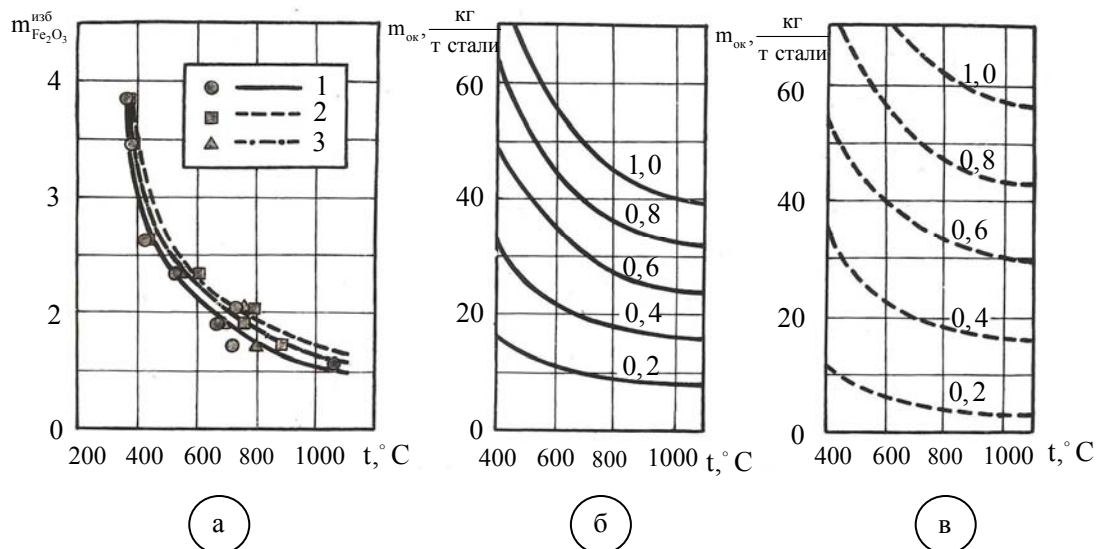


Рис. 6. К определению расхода гематитовых окатышей при восстановлении с использованием небольших концентраций СО в газе:
а – зависимость избытка гематита в сырье от температуры слоя (1 – СО, 2 – Н₂; 3 – СО + Н₂); б и в – соответственно, зависимости минимального и рабочего расходов окатышей от температуры слоя; 0,2...1,0 – удельный выброс СО с негорючим конвертерным газом, м³/т стали

Зависимость избытка гематита от температура слоя позволяет рассчитать минимальный расход окатышей для очистки негорючего конвертерного газа от СО (см. рис. 6в):

$$M_{\text{ок}}^{\text{мин}} = m_{\text{Fe}_2\text{O}_3}^{\text{изб}} \frac{v_{\text{СО}}^{\text{выбр}}}{v_{\text{СО}}^{\text{стех}}}, \quad (6)$$

где $v_{\text{СО}}^{\text{выбр}}$ – удельный выброс СО с негорючим конвертерным газом (на 1 т стали).

Рабочий расход окатышей в процессе очистки газа от СО должен обеспечить окисление СО негорючего конвертерного газа, оставляя в конце процесса минимально необходимый для очистки избыток гематита в сырье, что исключает проскок СО. Величина рабочего расхода окатышей, по аналогии с формулой (6), определяется выражением:

$$M_{\text{ок}}^{\text{р}} = (m_{\text{Fe}_2\text{O}_3} + 1) \frac{v_{\text{СО}}^{\text{выбр}}}{v_{\text{СО}}^{\text{стех}}}. \quad (7)$$

Графики, вычисленные по формуле (7) (см. рисунок 6в), позволяют определить рабочий расход окатышей при очистке газа от небольших концентраций СО.

Теплообмен при нагреве слоя железорудных окатышей

При исследовании теплообмена основные показатели процесса варьировались в следующих пределах: расход окатышей - $100 \div 2760$ кг/ч; скорость слоя - $19 \div 520$ мм/мин; расход газа-теплоносителя - $71 \div 405$ м³/ч; температура газа теплоносителя - $900 \div 1310$ °С; температура нагрева окатышей - $145 \div 930$ °С.

Коэффициент теплоотдачи определяли для отдельных зон нагрева (верхней и нижней) и теплообменника в целом:

$$\alpha_F = Q / F \Delta t, \quad (8)$$

где Q – тепловой поток от газа-теплоносителя к слою окатышей; F – поверхность частиц соля в зоне теплообмена; Δt – средний температурный напор при перекрестном движении частиц слоя и газа-теплоносителя.

Тепловой поток определяли по изменению энтальпии газа на входе и выходе из слоя с учетом тепловых потерь:

$$Q = V_{\text{гт}} (C'_{\text{гт}} \cdot t'_{\text{гт}} - C''_{\text{гт}} \cdot t''_{\text{гт}}) - Q_{\text{пот}} \quad (9)$$

и по изменению энтальпии окатышей:

$$Q = M_{\text{ок}} (C''_{\text{ок}} \cdot t''_{\text{ок}} - C'_{\text{ок}} \cdot t'_{\text{ок}}), \quad (10)$$

где $V_{\text{гт}}$ – расход газа-теплоносителя; $M_{\text{ок}}$ – расход окатышей; $C'_{\text{гт}}$, $t'_{\text{гт}}$, $C'_{\text{ок}}$, $t'_{\text{ок}}$ – теплоемкости и температуры газа-теплоносителя и окатышей в начале нагрева; $C''_{\text{гт}}$, $t''_{\text{гт}}$, $C''_{\text{ок}}$, $t''_{\text{ок}}$ – то же в конце нагрева.

Поверхность нагрева слоя окатышей определялась по формуле:

$$F = 6V_{\text{ш}}(1 - \sigma) / \bar{d}, \quad (11)$$

где $V_{\text{ш}}$ – объем шахты в зоне теплообмена, σ – порозность слоя.

Средний температурный напор определяли по формуле для противотока, с последующим уточнением по коэффициенту $\psi_{\Delta t}$, являющемуся функцией вспомогательных параметров [5]:

$$P^* = \frac{t'_{\text{ок}} - t''_{\text{ок}}}{t'_{\text{гт}} - t'_{\text{ок}}}, \quad R^* = \frac{t'_{\text{гт}} - t''_{\text{гт}}}{t''_{\text{ок}} - t'_{\text{ок}}}. \quad (12, 13)$$

В качестве конечных температур газа-теплоносителя при определении теплового потока по формуле (9) принимали среднее значение температур на выходе из слоя. При вычислении теплового потока по формуле (5) за температуру нагрева окатышей принимали среднюю температуру частиц:

$$\bar{t}_{\text{ок}} = (t_{\text{ок}}^{\text{п}} + t_{\text{ок}}^{\text{ц}}) / 2, \quad (14)$$

где $t_{\text{ок}}^{\text{п}}$ и $t_{\text{ок}}^{\text{ц}}$ – температуры поверхности и центра частиц.

Схема измерения температуры центра частицы представлялась на рисунке 7. В качестве измеряемой частицы использовали окатыш

среднего диаметра для загружаемой в установку порции материала. Спай хромель-алюмелевой термопары диаметром 0,7 мм вводили в центр окатыша через высверленный канал и фиксировали замазкой из железорудного порошка. Термопара помещалась в чехол. Перед опытами, в момент загрузки бункера установки, окатыш с введенным в него спаем термопары выставлялся по центру шахты. Во время опытов положение частицы в шахте регистрировалось по отметкам на чехле.

При обработке экспериментальных данных числа Рейнольдса, Нуссельта и Био определяли по формулам:

$$Re = \frac{w_{\text{гт}} \bar{d}}{\nu_{\text{гт}}}, \quad Nu = \frac{\alpha_{\text{ф}} \bar{d}}{\lambda_{\text{гт}}}, \quad Bi = \frac{\alpha_{\text{ф}} \bar{d}}{2\lambda_{\text{ок}}}, \quad (15-17)$$

где $w_{\text{гт}}$ – скорость газа-восстановителя на свободное проходное сечение в зоне теплообмена; $\nu_{\text{гт}}$ – коэффициент кинематической вязкости газа-теплоносителя; $\lambda_{\text{гт}}$, $\lambda_{\text{ок}}$ – теплопроводности газа-теплоносителя и окатышей.

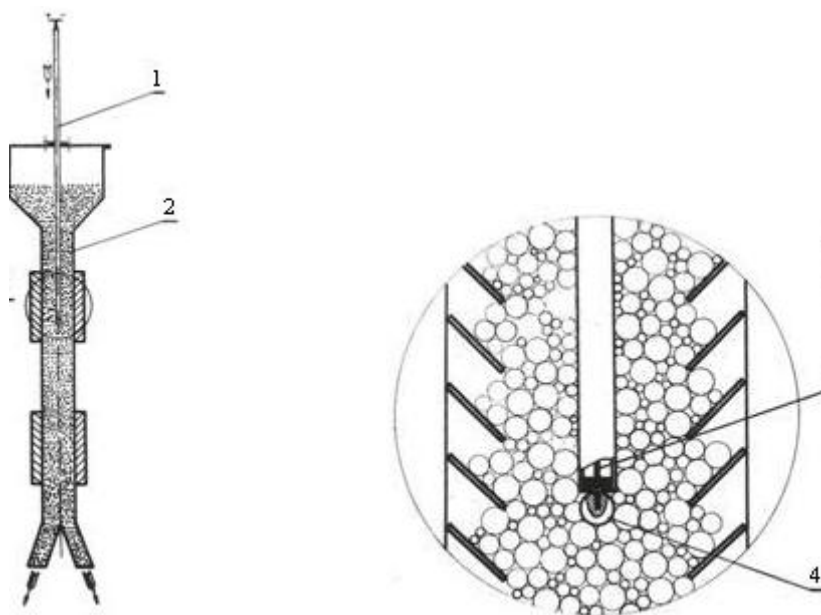


Рис. 7. Схема измерения температуры центра окатышей:
1 – чехол; 2 – шахта теплообменника; 3 – термопара;
4 – измеряемая частица

Теплоемкость и теплопроводность окатышей принимали в зависимости от температуры по данным, приведенным в работе [6].

При определении чисел подобия в качестве определяющих приняты средние температуры газа и окатышей в зонах теплообмена.

Анализ условий стационарного теплообмена между газом и материалом в стабилизированном движущемся плотном слое приводит к следующей общей зависимости:

$$Nu = f(Re, Pr, Fr_{\text{сл}}, Bi, t_{\Gamma} / t_{\text{м}}, H / \delta, D_{\text{э}} / \bar{d}), \quad (18)$$

где Pr и $Fr_{\text{сл}}$ – числа Прандтля и Фруда; H и δ – высота слоя и его толщина (по ходу газа) в зоне теплообмена; $D_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр шахты теплообменника.

В соответствии с конкретными условиями эксперимента уравнение (18) обычно преобразовывается и в большинстве случаев значительно упрощается.

Анализ экспериментальных данных позволил предельно упростить уравнение подобия (18) и привести его к виду:

$$Nu = C Re^n. \quad (19)$$

Экспериментальные точки в логарифмических координатах $Nu = f(Re)$ для зон теплообмена (верхней и нижней) и теплообменника в целом представлены на рисунках 8 и 9. Приведенные данные аппроксимируются со среднеквадратичной погрешностью $\pm 8\%$ следующими зависимостями:

- при одноходовом движении газа (в зонах)

$$Nu = 0,0634 Re^{0,864}, \quad (20)$$

- при двухходовом движении (в теплообменнике)

$$Nu = 0,0484 Re^{0,855}. \quad (21)$$

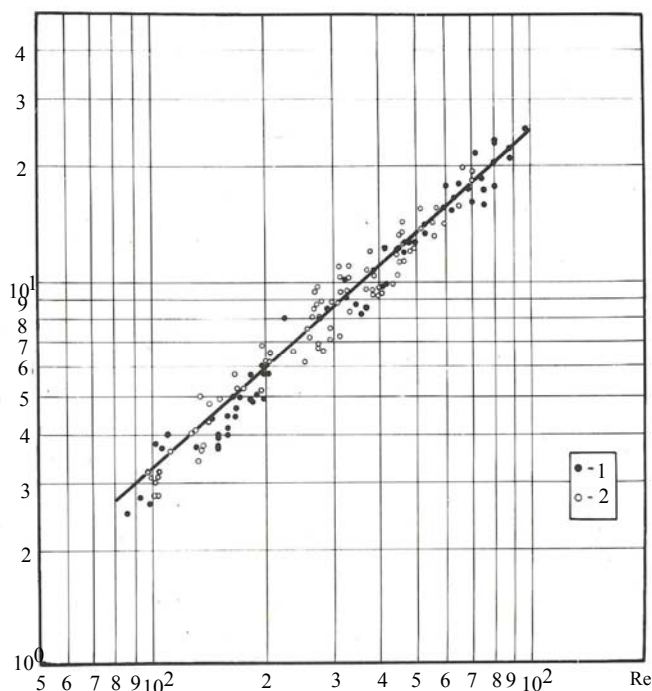


Рис. 8. Зависимость числа Nu от числа Re для верхней (1) и нижней (2) зон теплообмена

Сравнивая уравнения (20) и (21), следует отметить, что при практически одинаковой величине показателя степени n , зависящего в основном от формы и других характеристик частиц, уравнения отличаются величинами коэффициента C , отражающего преимущественно условия распределения газового потока в слое [3]. Вполне логично предположить, что изменение этого коэффициента в уравнении для двухходового теплообменника связано с перетоками газа из одной зоны в другую через слой материала, минуя вертикальный газопровод b (см. рисунок 1). Это уменьшает расход газа в активных зонах обработки шихты и, соответственно, снижает интенсивность теплообмена между газом и слоем.

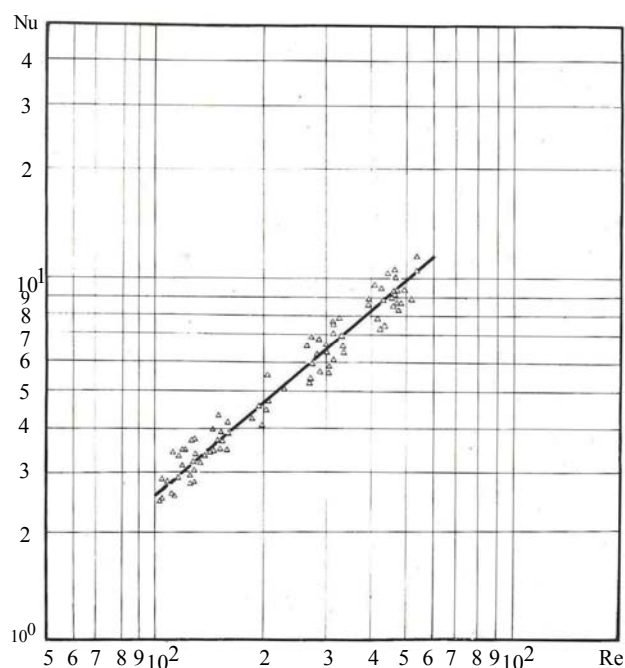


Рис. 9. Зависимость числа Nu от числа Re для теплообменника в целом

Принимая во внимание однозначную зависимость скорости газа от его расхода, уравнение теплообмена при двухходовом перекрестном токе, с учетом доли перетоков, можно представить в следующем виде:

$$Nu = C_3(1 - v_n)^n Re^n, \quad (22)$$

где C_3 – значение коэффициента C в уравнении теплообмена при однократном движении газа в зонах (без учета перетоков).

При этом отношение коэффициентов уравнений (20) и (21) дает выражение для оценки величины доли перетоков по экспериментальным данным:

$$C_3 / C_T = 1 / (1 - v_n)^n, \quad (23)$$

а решение этого уравнения относительно v_n позволяет получить формулу для определения доли перетекающего газа:

$$v_n = \frac{(C_3 / C_T)^{1/n} - 1}{(C_3 / C_T)^{1/n}}, \quad (24)$$

где C_T – значение коэффициента C в уравнении (21).

Вычисление доли перетоков по формулам (24) даёт значение, отличающиеся от значения, полученного теоретическим путём [4], на 6,3 %.

В окончательном варианте уравнение для двухзонного теплообменника, с учетом перетоков, имеет следующий вид:

$$Nu = 0,0634(1 - v_n)^{0,86} Re^{0,86}. \quad (25)$$

Формула (25) применима как для неподвижных, так и для движущихся слоев в следующих пределах изменения параметров: $Re = 80 \div 1000$; $t_T / t_m = 1,2 \div 6,0$; $Bi = 0 \div 4$; $Fr = 0 \div 1,5$.

Сравнение формулы (25) при $v_n = 0$ с другими экспериментально полученными уравнениями для слоевых теплообменников с перекрёстным током представлено на рисунке 10.

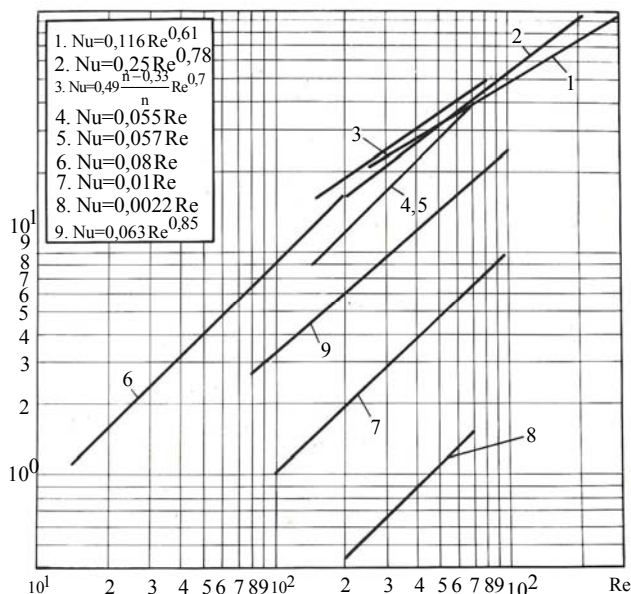


Рис. 10. Сравнение данных по теплообмену в слое для перекрёстного тока:

- 1 – по данным работы [7]; 2 – [8]; 3 – [9];
4 – [10]; 5 – [11]; 6 – [12]; 7,8 – [13, 14];
9 – по результатам данных исследований

Анализ причин расхождения приведенных здесь уравнений теплообмена представляет определенную сложность из-за неадекватности опытных установок и различий в методике обработки экспериментальных данных. Вместе с этим, в связи с существенным расхождением данных, очевидна целесообразность постановки специального эксперимента по теплообмену в каждом конкретном случае, что обеспечивает наиболее надежными зависимостями для вычисления коэффициентов теплоотдачи при теплотехнических расчетах и математическом моделировании процессов.

Выводы

1. Экспериментально на укрупнённой лабораторной установке подтверждена возможность практически полного использования СО в газе при соответствующих температурных условиях и избытке гематита в сырье по отношению к его стехиометрической величине. Экспериментально полученные зависимости позволяют рассчитать расходы гематитовых железорудных окатышей и определить температурные условия в процессе с полным использованием небольших концентраций СО в газе.

2. Получено уравнение подобия теплоотдачи при нагреве слоя железорудных окатышей для одно- и двухходового перекрёстного тока с газом. Предложен вид уравнения теплообмена, позволяющий учитывать влияние на интенсивность теплоотдачи перетоков газа из одной зоны в другую. Выведена зависимость для расчёта количества перетекающего газа и показана её адекватность экспериментальным данным.

Список литературы

1. Гичёв Ю.А., Переверзева О.В. Предпосылки к использованию конвертерного газа для восстановления железорудного сырья // Металургійна теплотехніка: збірник наукових праць НМетАУ. – Випуск 4 (19). – Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2012. – С. 9–20.
2. Гичёв Ю.А., Переверзева О.В. Оценка восстановительной способности конвертерного газа // Металургійна теплотехніка: збірник наукових праць НМетАУ. – Випуск 4 (19). – Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2012. – С. 21–36.
3. Горбис З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. – М.: Энергия, 1970. – 424 с.
4. Гичёв Ю.А. Конструктивные и технологические характеристики слоевых аппаратов перекрёстного тока / Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов НМетАУ. Том 9. – Днепропетровск: НМетАУ, 2003. – С.179–181.

5. Гольдфарб Э.М. Теплотехника металлургических процессов. – М.: Металлургия, 1967. – 439 с.
6. Теплофизические свойства топлив и шихтовых материалов чёрной металлургии. Справочник / В.М. Бабошин, Е.А. Кричевцов, В.М. Абзалов, Я.М.Щелоков. – М.: Металлургия, 1982. – 152 с.
7. Горбис З.Р., Мальцева Г.В. Исследование теплообмена в поперечно-продуваемом слое // Теплоэнергетика. – 1968. – № 11. – С. 77–80.
8. Горбис З.Р., Календарьян В.А., Дерман В.Б. Некоторые результаты исследования высокотемпературного теплообменника с поперечно-продуваемым слоем промежуточного теплоносителя // Теплофизика высоких температур. – 1965. – Т. 5, №5. – С. 913–918.
9. Мальченко В.М. Исследование воздухонагревателей с наклонно-движущейся насадкой при набегающем потоке: Автореф. дис. ...к-та техн. наук. – Одесса / ОТИХП, 1971. – 24 с.
10. Применение металлизированных окатышей в кислородных конвертерах / В.К. Дидковский, Е.В. Третьяков, А.А. Тольский и др. // Сталь. – 1972. – № 12. – С. 1078–1081.
11. Кашунин Е.И., Зоричев В.Д. Результаты исследования нового воздухонагревателя // Энергомашиностроение. – 1969. – № 4. – С. 12–14.
12. Жихар В.И., Померанцев Б.В. Сушка торфа в слое, движущемся в перекрестном токе газов // Машиностроение: Тр. ЛПИ № 286. – Л., 1967. – С.124–127.
13. Сыромятников В.А. Холодильники керамзитового гравия // Строительные материалы. – 1968. – №10. – С. 29–31.
14. Сыромятников В.А. Промышленное исследование устройств для тепловой обработки керамзита в движущемся перекрестно-продуваемом слое // Науч. тр. ГосНИИ по керамзиту. – М., 1969 – Вып. 3. – С.71–80.

Рукопись поступила 01.06.2013 г.

УДК 532.525.6

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

Жовтонога Н.Н. — к.э.н., доцент, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (ДНУЖТ)

Василькив Т.А. — аспирант, ДНУЖТ

Перцевой В.А. — к.т.н., доцент, ДНУЖТ

Абдуразаков Я.Р. — студент, ДНУЖТ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОХЛАЖДЕНИЯ НЕПРЕРЫВНОЛИТОГО СЛИТКА ТРАНСЗВУКОВЫМИ СТРУЯМИ ВОЗДУХА

Приведена классификация систем охлаждения непрерывнолитых слитков в зоне вторичного охлаждения. Обосновано применение трансзвуковых струй воздуха для охлаждения непрерывнолитого слитка. Выполнено экспериментальное исследование газодинамических характеристик трансзвуковой газовой струи. Экспериментальные данные могут быть использованы при разработке режимов эксплуатации, а также газодинамических и конструктивных параметров системы воздушного охлаждения слитка на МНЛЗ.

Ключевые слова: непрерывнолитой слиток; система охлаждения; трансзвуковая струя; МНЛЗ.

Введение

Эффективность процессов получения непрерывнолитого слитка и последующая его прокатка, в основном, обусловлена способами и режимами охлаждения непрерывнолитого слитка в зоне вторичного охлаждения МНЛЗ.

Охлаждение непрерывнолитого слитка в зоне вторичного охлаждения является одной из основных технологических операций, которая определяет качество поверхности металла. Этот фактор является важным при производстве листового проката для автомобильной промышленности и производстве железнодорожных рельс [1, 2].

Помимо этого, при осуществлении непрерывной разливки стали выход годного увеличивается на $10 \div 20\%$ и может находиться в пределах $98,5 \div 99,5\%$, за счет уменьшения обрезки [3], удельный расход энергии снижается на $40 \div 50\%$, по сравнению с разливкой стали в изложницы, вследствие исключения затрат на парк изложниц, обработку слитков и нагрев слитков в колодцах и печах, капитальные затраты

уменьшаются приблизительно на 30% за счет отсутствия обжимных станков [3 – 5].

Постановка задачи

На МНЛЗ отечественных металлургических предприятий в зоне вторичного охлаждения используются системы охлаждения двух типов: водяное (спрейерное) и водовоздушное охлаждение непрерывнолитых слитков.

Классификация систем охлаждения непрерывнолитых слитков в зоне вторичного охлаждения приведена на рисунке 1.

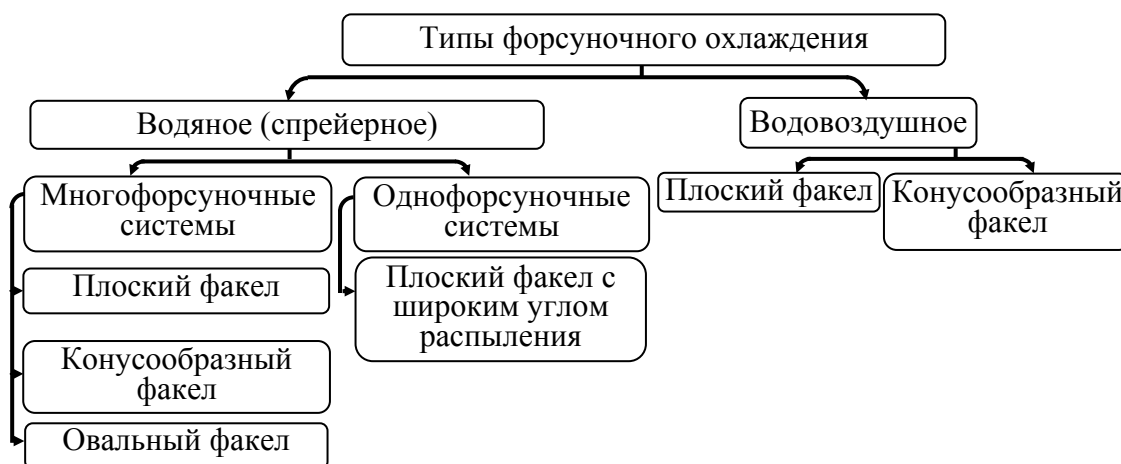


Рис. 1. Классификация существующих систем охлаждения непрерывнолитых слитков в зоне вторичного охлаждения

Эти системы охлаждения обладают рядом недостатков.

Одним из основных недостатков водяного охлаждения является образование поперечных трещин на поверхности слитка и, в особенности, на его гранях.

К основным недостаткам водовоздушного охлаждения относятся необходимость очистки больших объемов воды перед форсунками для предотвращения их засорения, а также формирование трещин вследствие разной плотности распределения охлаждающей воды на поверхности слитка.

В данной работе предлагается использовать трансзвуковые (скорость течения струи близка к звуковой) струи воздуха для охлаждения непрерывнолитого слитка во вторичной зоне охлаждения МНЛЗ, поскольку использование трансзвуковых струй воздуха позволит устранить недостатки, присущие системам водяного и водовоздушного охлаждения.

Помимо этого, использование трансзвуковых струй воздуха для охлаждения слитка в зоне вторичного охлаждения позволит значительно снизить диссипацию энергии струи воздуха между соплом и

поверхностью слитка, а также получить величину коэффициента теплоотдачи в диапазоне $175 \div 300 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ и площадь пятна контакта струи с поверхностью слитка в пределах $150 \div 650 \text{ мм}$, что сопоставимо с режимами водовоздушного охлаждения слитка.

Анализ литературных источников позволяет сделать вывод о том, что известные результаты экспериментальных исследований [6, 7] охлаждения непрерывнолитого слитка дозвуковыми струями воздуха необходимо дополнить исследованиями газодинамики и теплообмена при взаимодействии трансзвуковой струи с поверхностью слитка.

Методика исследования

Данная работа является продолжением исследования фронтального натекания струи на тупиковый канал и представляет собой исследование бокового натекания струи на тупиковый канал.

Эксперимент по боковому натеканию струи на тупиковый канал охватывал следующие значения газодинамических и геометрических параметров струи и тупикового канала:

- относительный диаметр тупикового канала $\bar{d} = \frac{d_0}{D} = 0,20; 0,40;$
- угол между осью сопла и осью канала $\varphi = 30^\circ; 45^\circ; 60^\circ;$
- относительное расстояние от выходного отверстия сопла до плоскости входного отверстия тупикового канала $\left(\bar{h} = \frac{h}{d_0} \right)$ изменялось в пределах $12,10 \div 28,83;$
- абсолютное давление воздуха перед соплом $P_{c0} = 0,7 \div 2,1 \text{ МПа};$
- число Маха на срезе сопла $M_0 = 1,0.$

Авторами проведено экспериментальное исследование процесса взаимодействия трансзвуковой струи воздуха с тупиковым каналом, днище которого имитировало поверхность слитка, а боковая поверхность канала имитировала поддерживающие ролики. Такая имитация является вполне приемлемой, поскольку расстояние между поддерживающими роликами превышает диаметр сопла для подвода воздуха.

Суть эксперимента заключалась в измерении давления на днище канала в дренажных отверстиях № 1 и № 2 при натекании на него трансзвуковой струи воздуха. Оценка точности измерения избыточного давления, а также расчет времени демпфирования волновых процессов в импульсных трубках проводились в соответствии с известными методиками [8, 9]. Теплофизические и механические свойства сред и материалов взяты из работ [10, 11].

Размеры тупикового канала и сопла приняты в соответствии с геометрическим подобием технологическим и конструктивным параметрам зоны вторичного охлаждения МНЛЗ.

Детальное описание методики проведения экспериментальных исследований приведено в [12]. Тупиковый канал с дренажными отверстиями № 1 и № 2 схематически изображен на рисунке 2.

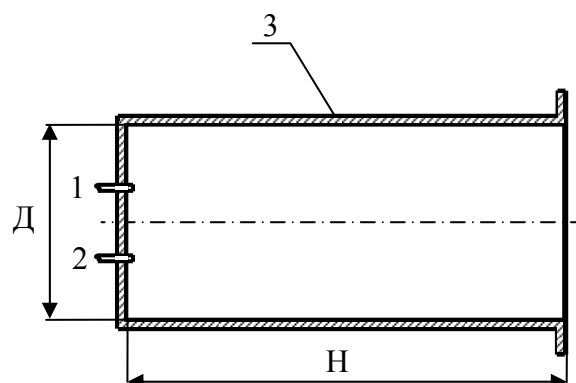


Рис. 2. Схема взаимодействия струи воздуха с поверхностью слитка:
1 и 2 – дренажные отверстия импульсных линий; 3 – тупиковый канал;
 $a_{\text{дн}}$ – шаг дренажных отверстий вдоль днища тупикового канала;
Н – глубина тупикового канала; Д – диаметр тупикового канала

В качестве примера в таблице 1 приведены результаты экспериментального исследования бокового натекания трансзвуковой струи на тупиковый канал. Представлены значения давления воздуха $\bar{P}_{\text{абс д}}$ в дренажных отверстиях № 1 и № 2 при различных значениях давления воздуха перед соплом $\bar{P}_{\text{с0}}$, различном расстоянии от выходного отверстия сопла до плоскости входного отверстия тупикового канала $\bar{h}$ и относительном диаметре тупикового канала $\bar{d} = 0,4$.

Таблица 1

Результаты экспериментального исследования
фронтального натекания трансзвуковой струи на тупиковый канал

$\bar{P}_{\text{с0}} = 0,7$		$\bar{P}_{\text{с0}} = 0,9$		$\bar{P}_{\text{с0}} = 1,1$		$\bar{P}_{\text{с0}} = 1,3$	
$\bar{h}$	$\bar{P}_{\text{абс д}}$	$\bar{h}$	$\bar{P}_{\text{абс д}}$	$\bar{h}$	$\bar{P}_{\text{абс д}}$	$\bar{h}$	$\bar{P}_{\text{абс д}}$
12,67	1,63	12,62	1,92	12,62	2,00	12,64	2,23
15,09	1,47	15,06	1,75	15,06	1,83	15,06	2,04
18,07	1,32	18,04	1,62	18,05	1,65	17,98	1,84
22,00	1,22	21,99	1,46	21,98	1,50	21,93	1,63
28,26	1,13	28,27	1,28	28,33	1,31	28,24	1,42

Для обобщения экспериментальных данных и получения зависимостей, связывающих геометрические и динамические характеристики сопла и газовой струи в виде критериальных уравнений использовалась теория подобия. Это позволит использовать результаты эксперимента в конструкторских расчетах.

В соответствии с [13, 14] общая критериальная зависимость газодинамического подобия течения сжимаемых газовых потоков имеет следующий вид:

$$f(M_0, k, \bar{\rho}, \bar{l}_1, \dots, \bar{l}_n) = 0, \quad (1)$$

где k – число Пуассона (показатель адиабаты); $\bar{\rho}$ – симплекс, учитывающий разность температур потока и окружающей среды, $\bar{l}_1, \dots, \bar{l}_n$ – симплексы, учитывающие особенности данной модели.

Из критериальной зависимости (1) исключен критерий Маха, поскольку экспериментальные исследования выполнены при одном и том же значении этого критерия, равного $M_0 = 1$. Экспериментальные исследования проводились с изотермической газовой струей, следовательно, из уравнения (1) исключен симплекс $\bar{\rho}$. Использование воздуха в качестве газа, взаимодействующего с тупиковым каналом при экспериментальных исследованиях, позволяет исключить из критериальной зависимости (1) число Пуассона.

Вместе с тем, в критериальную зависимость (1) вводятся симплексы $\bar{P}_{абс д}$, $\bar{P}_{с0}$, $\bar{d}$, $\bar{h}$ и φ .

Симплексы, характеризующие относительное давление воздуха на днище тупикового канала и давление воздуха перед соплом, определяются по формулам:

$$\bar{P}_{абс д} = \frac{P_{атм} + P_{абс д}}{P_{атм}}; \quad (2)$$

$$\bar{P}_{с0} = \frac{P_{атм} + P_{с0}}{P_{атм}}. \quad (3)$$

Таким образом, критериальную зависимость газодинамического подобия предлагается представить следующим образом:

$$\bar{P}_{абс д} = c \cdot \bar{P}_{с0}^n \cdot \bar{d}^m \cdot \bar{h}^k \cdot \varphi^q. \quad (4)$$

Коэффициенты c, n, m, k, L и q в уравнении (1) вычислены на основании экспериментальных данных и представлены в таблице 2.

Полученное с помощью теории подобия уравнение (4) описывает экспериментальные значения давления воздуха на днище тупикового канала с точностью $\pm 25\%$ [15].

Таблица 2

Коэффициенты критериального уравнения при боковом натекании струи					
Значения критерия Рейнольдса	с	n	m	k	q
$2,33 \cdot 10^5 < Re < 4,67 \cdot 10^5$	11,38	0,99	0,82	-0,43	-0,37

Определив величину давления воздуха на поверхность непрерывнолитого слитка можно рассчитать значения скорости вдоль поверхности слитка, что в свою очередь, необходимо для определения коэффициента теплоотдачи от поверхности слитка к струе охлаждающего воздуха при трансзвуковых скоростях его течения вдоль поверхности слитка.

Выводы

Уравнение (4) с учетом значений коэффициентов, представленных в таблице 2, может быть использовано для определения давления воздуха, а, следовательно, коэффициента теплоотдачи на поверхности непрерывнолитого слитка при определении газодинамических и конструктивных параметров системы воздушного охлаждения слитка на МНЛЗ.

В качестве перспективы для дальнейших исследований следует рассматривать математическое моделирование процесса взаимодействия трансзвуковых струй воздуха с поверхностью слитка и поддерживающими роликами.

Список литературы

1. Бродский С. С. Новые технологические процессы и оборудование многоручьевых сортовых МНЛЗ [Текст] / С. С. Бродский. – Мн. : Беларуская навука, 1998. – 128 с.
2. Обманов Ю. Б. Водовоздушное охлаждение установок непрерывной разливки стали [Текст] / Ю. Б. Обманов, А. П. Шкирмонтав, В. А. Гузенков // Обзор по системе “Информсталь”. Бюллетень ин-та “Черметинформация”. – 1989. – Вып. 12 (345). – 49 с.
3. Смирнов А. Н. Непрерывная разливка стали [Текст] / А. Н. Смирнов, С. В. Куберский, Е. В. Штепан. – Донецк : Издательство ДонНТУ, 2011. – 482 с.
4. Дюдкин Д. А. Качество непрерывнолитой стальной заготовки [Текст] / Д. А. Дюдкин. – К. : Техника, 1988. – 253 с.
5. Емельянов В. А. Тепловая работа машин непрерывного литья заготовок [Текст] / В. А. Емельянов. – М. : Metallurgy, 1988. – 143 с.
6. Освоение непрерывной разливки стали [Текст] / А. Д. Акименко, К. П. Коротков, Н. П. Майоров [и др.]. – Л. : Судпромгиз, 1960. –

228 с.

7. Скворцов А. А. Теплопередача и затвердевание стали в установках непрерывной разливки [Текст] / А. А. Скворцов, А. Д. Акименко. – М. : Metallurgiya, 1966. – 191 с.

8. Браславский Д. А. Точность измерительных устройств [Текст] / Д. А. Браславский, В. В. Петров. – М. : Машиностроение, 1976. – 278 с.

9. Брянский Л. Н. Краткий справочник метролога: справочник [Текст] / Л. Н. Брянский, А. С. Дойников. – М. : Издательство стандартов, 1991. – 79 с.

10. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей: справочник [Текст] / Н. Б. Варгафтик. – М. : Наука, 1972. – 720 с.

11. Енохович А. С. Справочник по физике: справочник [Текст] / А. С. Енохович. – М. : Просвещение, 1990. – 384 с.

12. Васільків Т. А. Застосування теорії подоби для узагальнення експериментальних досліджень взаємодії трансзвукової струмини повітря з тупиковим каналом [Текст] / Т. А. Васільків, В. О. Перцевий // “Енергосбережение на железнодорожном транспорте и в промышленности”: материалы IV международной научно-практической конференции, 11 июня – 14 июня 2013 г. – Днепропетровск, ДНУЗТ, 2013. – С. 24.

13. Гречко А. В. Практика физического моделирования на металлургическом заводе [Текст] / А. В. Гречко, Р. Д. Нестеренко, Ю. А. Кудинов. – М. : Metallurgiya, 1976. – 224 с.

14. Максимов Ю. М. Математическое моделирование металлургических процессов [Текст] / Ю. М. Максимов, И. М. Рожков, М. А. Саакян. – М. : Metallurgiya, 1976. – 288 с.

15. Крейт Ф. Основы теплопередачи [Текст] / Ф. Крейт, У. Блэк. – М. : Мир, 1983. – 512 с.

Рукопись поступила 17.07.2013 г.

УДК 629.162.2; 669.046.5.001.2

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

Самойленко Т.В. – научный сотрудник, НМетАУ

Колдомасов С.В. – главный технолог по доменному производству отдела технического управления, ПАО «Евраз-ДМЗ им. Петровского»

Карпенко С.А. – председатель правления, Концерн «СОЮЗЭНЕРГО»

Каракаш Е.А. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Волкова М.М. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Миленина А.Е. – к.т.н., старший научный сотрудник, НМетАУ

Бровкин В.Л. – к.т.н., доцент, НМетАУ

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

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ (ВН)

Совершенствование математической модели теплового расчета воздухонагревателей выполнено с целью устранения расчетной кривой с разрывами температурных полей теплоносителей, что было достигнуто за счет использования «переходной зоны», где коэффициент теплопередачи рассчитывался, исходя из условий нагрева насадки со смешанными граничными условиями $t_{\text{газ}} = \text{const}$ и $q_{\text{пов}} = \text{const}$.

Ключевые слова: доменный воздухонагреватель; граничные условия; насадка; математическая модель; тепловой расчет; температурные поля; теплоносители.

Условные обозначения

Знак * введен для обозначения учета тепловых потерь [1].

χ^* – коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания к дутью, кДж·м²·цикл⁻¹·град;

α_1^*, α_2^* – суммарные коэффициенты теплоотдачи от продуктов сгорания к поверхности насадки и от поверхности насадки к дутью, Вт/м²·град;

$\tau_1, \tau_2, \tau_{\text{пауз}}$ – длительности периодов нагрева, дутья и паузы, с;

m^* – коэффициент массивности;

λ^* – коэффициент теплопроводности кирпича, Вт/м·град;

© Грес Л.П., Самойленко Т.В., Колдомасов С.В., Карпенко С.А., Каракаш Е.А., Волкова М.М., Миленина А.Е., Бровкин В.Л., Флейшман Ю.М., 2013

r_s – эквивалентная толщина кирпича, м;
 c^* – теплоемкость кирпича, Дж/кг·град;
 ρ – плотность кирпича, кг/м³;
 q^*_1, q^*_2 – удельные тепловые потоки для периодов нагрева и охлаждения, Вт/м²;
 $t_{гд}^{кон}$ – температура горячего дутья в конце периода дутья, град;
 t_d – температура дыма, град;
 $t_{п}^k, t_{ц}^k, t_{ср}^k$ – конечная температура кирпича для конца периода нагрева соответственно: поверхности, центра и средняя, град;
 $t_{кал}, t_{куп}, t_{вып}$ – температура калориметрическая горения, под куполом, выпускаемого дутья, град;
 $C_0^{t_{кал}}, C_0^{t_{куп}}, C_0^{t_{вып}}$ – теплоемкости продуктов горения и дутья, в интервалах температур соответственно от 0 до $t_{кал}$, от 0 до $t_{куп}$, от 0 до $t_{вып}$, кДж·м³/град;
 $\eta_{ит}$ – коэффициент использования топлива;
 $B, V_{дым}, V_{выт}$ – соответственно расход отопительного газа, дыма, вытесненных газов, количество выпускаемого дутья, м³/с;
 $t_i^{кож}, t_{окр.ср}$ – температуры кожуха и окружающей среды, град;
 N – число ВН в блоке;
 d_s – эквивалентный диаметр ячейки насадки, м;
 $F_{кож}, F_{куп}, F^*$ – площади поверхностей кожуха, купола и насадки, м²;
 H – высота насадки, м;
 $\Delta I_n^{возд}$ – количество теплоты, получаемое дутьем за цикл, кДж/цикл;
 $\Delta Q_{пот.паузы,п}$ – количество теплоты, теряемое за время паузы, кДж/цикл;
 $\Delta I_n^{дым}$ – количество теплоты, вносимое дымом за цикл, кДж/цикл;
 V_0 – расход нагреваемого дутья, м³/с;
 Δi_{n1} – изменение теплосодержания продуктов сгорания на 1 элементе разбиения, кДж/м³;
 $\Delta I_n^{ак}$ – количество теплоты, аккумулируемое насадкой за цикл, кДж/цикл;
 $\Delta Q_{пот.окр,п}$ – количество теплоты, теряемое в окружающую среду за цикл, кДж/цикл.

Введение

Разработанный поэлементный тепловой расчет ВН выполняется либо для определения их размеров, обеспечивающих заданный нагрев

дутья (проектный расчет), либо для анализа работы действующих ВН (поверочный расчет).

При проектировании, реконструкции или модернизации ВН ставятся вопросы о целесообразности и эффективности использования различных типов насадки, форм и видов камеры горения, количества и типа ВН в блоке доменной печи, об утилизации теплоты уходящих дымовых газов с учетом переменного расхода нагреваемого дутья. В связи с этим сам подход и последовательность расчетов параметров ВН должен учитывать эти особенности.

Постановка задачи

Обычно при расчете температурных полей движущихся теплоносителей (продуктов горения и дутья), а также насадки для вычисления коэффициентов теплопередачи используют решения для граничных условий $t_{газ} = const$ и $q_{нов} = const$ [2 – 5]. В этих работах в 1953 г. И.Д. Семикин и Э.М. Гольдфарб исследовали температурные поля при условном разделении всей высоты насадки на 3 расчетных яруса. В 2001 г. Л.П. Гресом [6, 7] предложено более точное определение параметров тепловой работы ВН, когда высота насадки условно делится на 15 или более (до 40) расчетных элементов (рис. 1). При этом в модели на высоте около 10 % от верха, и аналогично также от низа насадки [6, 8] коэффициенты теплопередачи рассчитывали как исходя из совокупного действия $t_{газ} = const$ и $q_{нов} = const$, используя так называемую «переходную зону», в соответствии со следующими рекомендациями.

На входе в I элемент:

$$\chi = \chi_{t_{газ} = const} \quad (1)$$

В нижней части I элемента и на входе во II:

$$\chi = 0,7\chi_{t_{газ} = const} + 0,3\chi_{q = const} \quad (2)$$

На выходе из II элемента и на входе в III:

$$\chi = 0,5\chi_{t_{газ} = const} + 0,5\chi_{q = const} \quad (3)$$

На выходе из III элемента и на входе в IV:

$$\chi = 0,3\chi_{t_{газ} = const} + 0,7\chi_{q = const} \quad (4)$$

На выходе из IV элемента коэффициент теплопередачи:

$$\chi = \chi_{q = const} \quad (5)$$

Остальные коэффициенты теплопередачи рассчитывались для условий теплообмена $q = const$. Приведенная методика сглаживания температурных полей теплоносителей проста и достаточно надежна. В

дальнейшем для более детального исследования температур в переходной зоне насадки может быть решена обратная задача теплопроводности, в которой по температурным полям граничные условия могут быть уточнены.

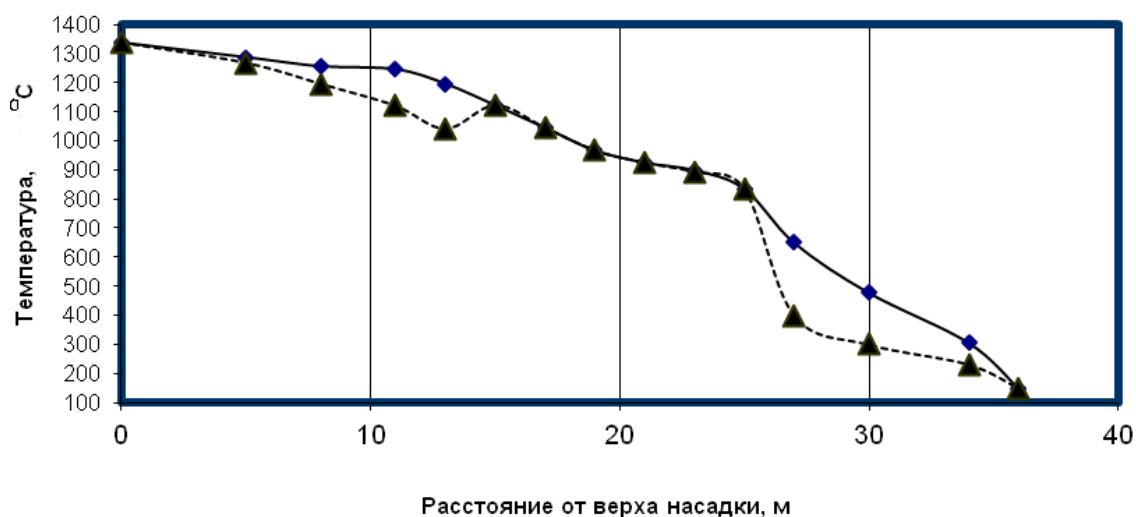


Рис. 1. Распределения температур горячего дутья для начала его периода по высоте насадки с учетом переходных зон со смешанными граничными условиями и без их учета:

—◆— — при расчете с учетом переходных зон;
 ---▲--- — при расчете без учета переходных зон

Описанная методика была применена при тепловых расчетах и выборе рационального режима работы блоков ВН на ДП2 ПАО «Металлургический комбинат Азовсталь», а также при разработке и выдаче рекомендаций и ТЛЗ на строительство указанных ВН.

В уточненной математической модели, высота насадки разделялась на расчетные элементы, в каждом из которых температура дутья изменялась не более чем на $30 - 70^{\circ}\text{C}$. Это позволило для каждого расчетного элемента более точно определять параметры теплообмена и учесть изменение теплофизических свойств насадки и теплоносителей от температуры.

Результаты расчетов

Целью вычислений было определение рациональной длительности периода дутья. Для этого задавались спектром длительностей периодов дутья τ_2 от 0,5 до 2 ч. с шагом 0,25 ч. и находили температуру горячего дутья (ГД) в конце периода.

При определении поверхности нагрева и длительностей периодов работы ВН производили следующие расчеты.

1. Тепловой баланс.

Уравнение теплового баланса на одном n участке разбиения, (КДж):

$$\Delta I_n^{\text{ВОЗД}} + \Delta Q_{\text{пот.пауз.сум},n} = \Delta I_n^{\text{ДЫМ}}, \quad (6)$$

где

$$\Delta I_n^{\text{ДЫМ}} = V_{\text{дым}} \cdot \Delta i_n \cdot \tau_1; \quad (7)$$

$$\Delta I_n^{\text{ДЫМ}} = \Delta I_n^{\text{ак}} + \Delta Q_{\text{пот.окр},n} + \Delta Q_{\text{пот.пауз},n}; \quad (8)$$

$$\Delta I_n^{\text{ВОЗД}} = \Delta I_n^{\text{ак}} - \Delta Q_{\text{пот.окр},n} - \Delta Q_{\text{пот.пауз},n}; \quad (9)$$

$$\Delta I_n^{\text{ак}} = \alpha^* \cdot (t_r - t_{\text{пов}}) \cdot F \cdot \tau_1. \quad (10)$$

Тепловые потери за время паузы, (КДж) [10]:

$$\Delta Q_{\text{пот.пауз.сум},n} = \sum_{i=1}^m \Delta Q_{\text{пот.пауз},i}. \quad (11)$$

Тепловые потери с воздухом продувки, (КДж):

$$Q_{\text{прод}} = V_{\text{вв}} \cdot (i_{\text{вв}}^{\text{inna}} - i_{\text{вв}}^{\text{tkko}}) \cdot \tau_{\text{прод}}. \quad (12)$$

Тепловые потери через стены в окружающую среду, (КДж):

$$Q_{\text{окрр}}^{\text{окрр}} = \sum_{i=1}^n [\alpha_i^{\text{кож}} \cdot (t_i^{\text{кож}} - t_{\text{окрр}})] \cdot F_{\text{кож}} \cdot \tau_{\text{п}} + \alpha_{\text{куп}} \cdot (t_{\text{куп}} - t_{\text{окрр}}) \cdot F_{\text{куп}} \cdot \tau_{\text{п}}. \quad (13)$$

Тепловые потери, с выпускаемым дутьем, (КДж):

$$Q_{\text{вып}} = V_{\text{вып}} \cdot t_{\text{вып}} \cdot C_0^{t_{\text{вып}}}. \quad (14)$$

Тепловые потери, связанные с отсутствием отопления ВН во время паузы (недополученная теплота):

$$Q_{\text{откл}} = Q_n^p \cdot B \cdot \tau_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ит}}. \quad (15)$$

Тепловые потери камеры горения от горелки до купола:

$$Q_{\text{пот}} = V_{\text{дым}} \cdot (t_{\text{кал}} \cdot C_0^{t_{\text{кал}}} - t_{\text{куп}} \cdot C_0^{t_{\text{куп}}}). \quad (16)$$

Продолжительность периода дутья τ_2 :

$$\tau_2 = \frac{\tau_1 + \tau_{\text{пауз}}}{N-1}. \quad (17)$$

2. Определение температур и параметров теплообмена в насадке ВН для граничных условий $\Pi^{\text{го}}$ рода [3].

$$t_n^0 = t_{\text{ср}2} - \frac{2}{3} \cdot \Delta t_2; \quad t_n - t_u = \Delta t^*_2 = \frac{q_2^* r}{2\lambda}; \quad t_{\text{ср}}^0 = t_{\text{ср}}^k - \frac{q_2 \tau_2}{r_{\text{рс}}}; \quad (18)$$

$$t_n^k = t_{\text{ср}}^k + \frac{2}{3} \cdot \Delta t_k; \quad t_u^k = t_{\text{ср}}^k - \frac{1}{3} \cdot \Delta t_k; \quad q_k^* = \frac{\alpha^* \cdot (t_d - t_{\text{ср}}^k)}{m}; \quad \Delta t_k = \frac{q_k^* r}{2\lambda}. \quad (19)$$

Коэффициенты теплоотдачи конвекцией [9]:

$$\alpha_0^{\prime} = 0,0218 \cdot \left(\frac{\lambda}{d_s}\right) \cdot \text{Re}^{0.8} \quad \text{для} \quad \text{Re} \geq 4260; \quad (20)$$

$$\alpha_0^{\prime} = 2,95 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{\lambda}{d_s}\right) \cdot \text{Re}^{1,31} \quad \text{для} \quad 1700 \leq \text{Re} \leq 4260; \quad (21)$$

$$\alpha_0' = 1,83 \cdot \left(\frac{\lambda}{d_s}\right) \cdot \text{Re}^{0,14} \quad \text{для} \quad \text{Re} \leq 1700; \quad (22)$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи [3]:

$$\alpha_\Sigma = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{луч}} \quad , \quad t_B^k = t_n^0 - \frac{q_2}{\alpha_2} \quad . \quad (23)$$

χ_i^* определяется согласно (6).

$$\alpha_0^* = \alpha_{02} - \frac{q_{\text{пот}}}{t_d - t_n} \quad , \quad q_2^* = \frac{\chi^* \cdot (t_d - t_B)}{\tau_2} \quad . \quad (24)$$

Площадь поверхности насадки:

$$F_i^* = \frac{\Delta I_i^*}{\chi_i^* \cdot \Delta t_{lg}} \quad . \quad (25)$$

3. Определение температур и параметров теплообмена в насадке ВН для граничных условий IIIго рода [3]:

$$t_{cp}^* = t_d - (t_d - t_B) \cdot R \cdot M \cdot e^{-\frac{\alpha^* r}{m\lambda} Fo} \quad (M=1); \quad R = \frac{\chi^*}{r\alpha^*} \cdot \frac{1}{1 - e^{-\frac{\alpha\tau_1}{mr, \rho c^*}}} \quad ; \quad (26)$$

$$Fo = \frac{a \cdot \tau_1}{r^2} \quad ; \quad (27)$$

$$q_1^* = \frac{\chi^* \cdot (t_d - t_B)}{\tau_1} \quad ; \quad m^* = 1 + \frac{\alpha^* \cdot r}{3 \cdot \lambda} \quad ; \quad t_{cp}^k = t_d - (t_d - t_B) \cdot e^{-\frac{\alpha\tau_1}{mr, \rho c^*}} \quad ; \quad (28)$$

$$t_{cp}^H = t_{cp}^k - \frac{q_1^* \tau_1}{r\alpha^*} \quad ; \quad \Delta t_1^* = \frac{q_1^* r}{2\lambda} \quad ; \quad t_n^H = t_{cp}^k - \frac{2}{3} \cdot \Delta t_1 \quad ; \quad (29)$$

$$t_c^H = t_{cp}^k + \frac{1}{3} \cdot \Delta t_1 \quad ; \quad q_k^* = \frac{\alpha^* \cdot (t_r - t_{cp}^k)}{m^*} \quad ; \quad \Delta t_k^* = \frac{q_k^* r}{2\lambda} \quad ; \quad (30)$$

$$t_n^{k*} = t_{cp}^k + \frac{2}{3} \cdot \Delta t_k \quad ; \quad t_c^{k*} = t_{cp}^k - \frac{1}{3} \cdot \Delta t_k^* \quad ; \quad t_B^{o*} = t_n^{k*} - \frac{q_1^*}{\alpha_1^*} \quad ; \quad (31)$$

$$t_B^{k*} = t_n^{H*} - \frac{q_1^*}{\alpha_1^*} \quad ; \quad F_i^* = \frac{\Delta I_i^*}{\chi_i^* \cdot \Delta t_{lg}} \quad . \quad (32)$$

$$\text{Суммарная площадь поверхности насадки: } F_\Sigma^* = \sum_{i=1}^n F_i^* \quad . \quad (33)$$

В результате получили зависимости $t_{гд} = F_i(\tau_2)$, аппроксимированные методом наименьших квадратов. На основе этих зависимостей с помощью методов классического математического анализа находили экстремум указанной функции. Значение длительности дутья, соответствующее максимальному значению $t_{гд}$, и являлось искомым значением рациональной длительности периода дутья. Зная длительность паузы, по известным зависимостям, находили длительность нагрева

(для последовательного режима работы ВН со смесителем). Результаты расчетов показаны на рис. 2.

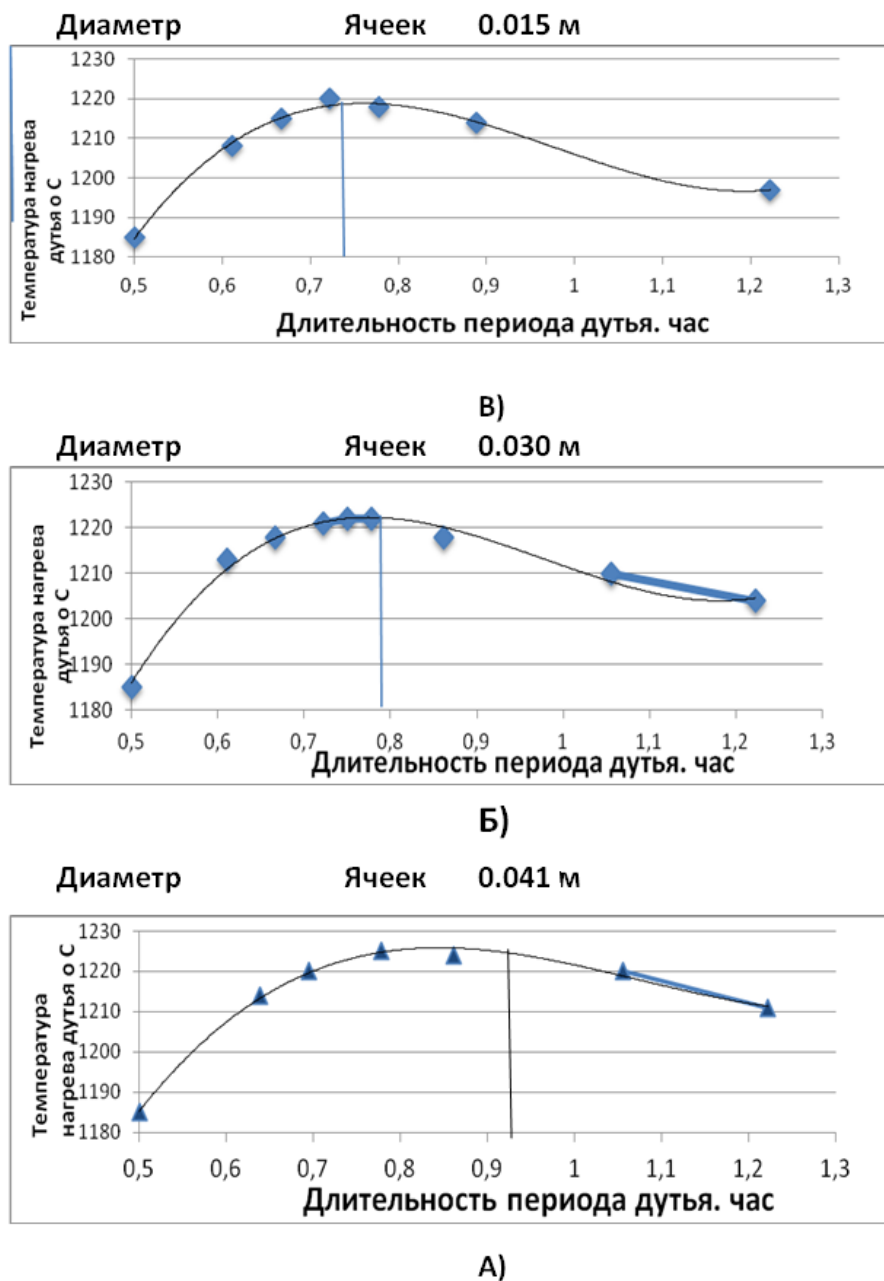


Рис 2. Зависимость температуры дутья от длительности периодов работы ВН с различными типами насадок:

А) $t_{гд}^{кон} = 551 \cdot \tau_2^3 - 1615 \cdot \tau_2^2 + 1500 \cdot \tau_2 + 769$, $H_{нас}=35,5$ м;

Б) $t_{гд}^{кон} = 542 \cdot \tau_2^3 - 1592 \cdot \tau_2^2 + 1490 \cdot \tau_2 + 771$, $H_{нас}=27,7$ м;

В) $t_{гд}^{кон} = 331,9 \cdot \tau_2^3 - 1068 \cdot \tau_2^2 + 1093 \cdot \tau_2 + 864$, $H_{нас}=25,0$ м.

Выводы

1. Совершенствование математической модели теплового расчета ВН выполнено для устранения получающихся в результате расчетов разрывов на кривых температурных полей дутья, насадки и продуктов горения за счет использования «переходной зоны» на протяжении около 10 % от верха и низа насадки, где коэффициент теплопередачи рассчитывался, исходя из условий нагрева насадки с со смешанными граничными условиями $t_{газ} = const$ и $q_{нов} = const$.

2. Учет тепловых потерь в предлагаемой модели осуществлялся за счет корректировки тепловых потоков, коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи, приращений теплосодержания дутья, коэффициентов массивности, средних температур насадки.

3. Усовершенствованная модель расчета ВН была использована для определения температурных полей теплоносителей в ВН с насадками, имеющими ячейки Ø 0,015; 0,030; 0,041 м, а также для определения рациональных длительностей периода дутья для названных ВН, для которых были получены регрессионные зависимости температуры нагрева дутья от длительности периода дутья.

Список литературы

1. Элементы теории нагрева и охлаждения тел в печах с учетом тепловых потерь через кладку / [Грес Л. П., Самойленко Т. В., Флейшман Ю. М., Волкова М. М.]. – Днепропетровск : Теория и практика металлургии, 2003. – № 4. – С. 30 – 32.

2. Гольдфарб Э. М. Теплотехника металлургических процессов / Гольдфарб Э. М. – М. : Металлургия. 1967. – 438 с.

3. Расчеты нагревательных печей / [Аверин С. И., Гольдфарб Э. М., Кравцов А. Ф. и др.]. – К. : Техніка. – 1969. – 540 с.

4. Семикин И. Д. Регенерация тепла / Семикин И. Д., Гольдфарб Э. М. – М. : Сталь, 1953. – № 7. – С. 604–610.

5. Семикин И. Д. Регенерация тепла в доменных воздухонагревателях / Семикин И. Д., Гольдфарб Э. М. – М. : Сталь, 1954. – № 9. – С. 790–796.

6. Грес Л. П. Уточнение граничных условий по высоте насадки доменных воздухонагревателей / Грес Л.П. – Днепропетровск : Системные технологии, 2001. – Выпуск 3(14). – 47–52 с.

7. Грес Л. П. Энергосбережение при нагреве доменного дутья / Грес Л. П. – Днепропетровск : Пороги. – 2004. – 210 с.

8. Исследование параметров теплообмена в доменных воздухонагревателях / [Грес Л. П., Самойленко Т. В., Флейшман Ю. М., Щурова Н. И.]. – Днепропетровск : Сб. науч. Тр. Нац. металлург. акаде-

мии Украины (Металлургическая теплотехника). – Том 7. – 2006. – С. 27–33.

9. Доменные воздухонагреватели / [Шкляр Ф. Р., Малкин В. М. и др.] – М. : Metallurgiya, 1982. – 176 с.

10. Грес Л. П. Исследование влияния длительности периодов работы доменных воздухонагревателей / Грес Л. П., Самойленко Т. В., Флейшман Ю. М. : [Сборник трудов НМетАУ (Металлургическая теплотехника)]. – том 4. – Днепропетровск. – 2008. – С. 118–128.

Рукопись поступила 06.04.2013 г.

УДК 621.1.016.4

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

ИССЛЕДОВАНИЯ КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛООТДАЧИ В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧАХ

Работа посвящена исследованию конвективной теплоотдаче при нагреве металла в нагревательных топливных печах, оборудованных современными регенераторами. На основе математического моделирования рассчитана доля конвекции в теплоотдаче, проведено сравнение полученных результатов с известными эмпирическими зависимостями.

Ключевые слова: моделирование; конвективная теплоотдача; нагревательные печи; высокотемпературный воздух.

Введение

При разработке конструкции нагревательных печей с регламентированным перемешиванием топлива и воздуха, рециркуляцией и реверсом печных газов представляет интерес роль конвективного теплообмена в нагреве металла при высоких (более 1000 – 1100 °С) температурах в рабочем пространстве печи.

Учёт конвективной теплоотдачи при расчёте нагрева металла в высокотемпературных печах для инженерных расчётов обычно производят посредством введения дополнительного множителя 1,1 – 1,15 к коэффициенту излучения [1]. По другим литературным данным доля конвекции в высокотемпературных печах достигает 15 – 20 % [2], а по некоторым расчётам может превышать и 50 % [3]. В работе [3] приводится приближенный расчёт доли лучистой и конвективной составляющей внешнего теплообмена при оборудовании методической печи для термообработки скоростными горелками, работающими с повышенным коэффициентом расхода воздуха. Принятые в работе допущения, с нашей точки зрения, характерны для конкретно рассматриваемого случая и могут привести к неточности результатов расчёта при изменении условий работы печей.

Использование теории подобия для расчёта конвекции

Аналитическое решение системы дифференциальных уравнений, описывающих конвективный теплообмен, основывается на балансовых уравнениях сохранения массы вещества, количества его движения

и энергии с использованием понятий теплового и гидродинамического пограничного слоя. Такой метод решения отличается сложностью и рассматривается в специальной литературе [4, 5].

Более распространённым исследованием конвекции является использование теории подобия и размерностей, позволяющей получить эмпирические зависимости с помощью обработки экспериментальных данных в критериальном виде [2]. Обычно коэффициент теплоотдачи конвекцией рассчитывается с помощью эмпирических критериальных уравнений вида $Nu = f(Re, Pr)$ для вынужденного турбулентного движения или $Nu = f(Gr, Pr)$ для случая свободной конвекции.

Имеется большое количество зависимостей подобного вида, которые были получены различными авторами, в основном, для классических схем конвективного теплообмена: движения газов в ограниченных каналах различных форм, обтекания потоком препятствий и др. Для реальных условий теплообмена в высокотемпературных печных агрегатах применение таких формул проблематично из-за ряда причин. Не определены форма потока печных газов и его траектория, обтекание препятствий (нагреваемого металла) может иметь различный характер при изменяющейся тепловой мощности горелок. На сложный процесс движения газов в рабочем пространстве печи накладываются процессы теплообмена, изменяющие температурные и динамические характеристики потоков и струй, образование и разрушение рециркуляционных и застойных зон. Особенно это актуально в печах, оборудованных регенераторами и имеющими изменяющуюся во времени форму траектории движения печных газов и значения их скоростей, что связано с квазистационарностью работы регенераторов и периодическим реверсом печных газов.

Для расчёта конвективной теплоотдачи в высокотемпературных печах целесообразно использовать критериальные зависимости, полученные на основе обобщения опытных данных для конкретных условий в том или ином агрегате.

По исследованиям Л.А. Бровкина [1] для камерных печей такие зависимости получены в виде:

$$Nu = 0,57 \cdot K_p^{0,29} \text{ при } 2 \cdot 10^5 < K_p \leq 10^7; \quad (1)$$

$$Nu = 0,00717 \cdot K_p^{0,565} \text{ при } 10^7 < K_p \leq 10^9. \quad (2)$$

Здесь:

$$K_p = \frac{I_{yd} \cdot R_v^3}{\nu_z \cdot \rho_z \cdot \nu_c}; \quad (3)$$

$$I_{\text{yd}} = \frac{B \cdot v_o \cdot w_o \cdot \rho_o}{3600 \cdot V}. \quad (4)$$

В формулах (3) – (4) B – часовой расход топлива, м³/ч;

v_o – удельный выход продуктов сгорания м³/м³;

w_o – скорость выхода газов из горелки, м/с;

$R_v = V / F$ – отношение V – объема рабочей камеры колодца к площади его ограждения F ;

ν_o и ν_c – кинематическая вязкость дыма при температуре t_o и температуре пограничного слоя $(t_o + t_m) / 2$ соответственно, м²/с;

ρ_c и ρ_o – плотность дыма при действительных и нормальных условиях, кг/м³,

В работе [1] также приведены формулы для случая струйного нагрева и охлаждения плоских поверхностей соплами круглой формы

$$Nu = 0,01 \cdot Re^{0,75} \cdot \frac{9 - 0,04 \frac{s}{d}}{\left(\frac{h}{d}\right)^{0,2}} \cdot \frac{Pr^{0,33}}{0,88} \quad (5)$$

и для случая обдувки металла соплами с щелевыми отверстиями

$$Nu = 0,131 \cdot Re^{0,73} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{s}{2b} \right)^{-0,3}. \quad (6)$$

Полученные зависимости применимы для конкретных типов тепловых агрегатов, на которых производились эксперименты и не могут быть использованы для расчёта конвекции в других печах.

Определить конвективную составляющую в теплообмене для различных теплотехнических агрегатов можно с помощью математического моделирования. Особенно актуальны такие исследования для проектируемых печей или агрегатов, подлежащих реконструкции.

Численные исследования конвективной теплоотдачи

В работе [6] приведено описание численной модели нагревательной печи с высокотемпературным подогревом воздуха в регенераторах, предназначенной для выбора режимов её работы и конструкции системы отопления.

С помощью этой численной модели возможен количественный расчет общего и лучистого тепловых потоков и температурного поля в

высокотемпературной нагревательной печи с целью определения влияния доли конвекции в общем теплообмене.

Расчёты нагрева металла проводили для крупнотоннажных печей камерного типа – нагревательных колодцев с центральной горелкой. Объектом исследования выбраны типовой рекуперативный нагревательный колодец для нагрева слитков перед прокаткой с отоплением из центра подины и регенеративный нагревательный колодец с одной центральной горелкой. При расчётах стены колодцев считали адиабатными. Температура печных газов принималась равной 1120 °С. Слитки в обоих случаях принимались горячего посада. Размещение нагреваемых слитков в колодцах обоих типов приведены на рис. 1 и 2. Приведена разбивка нагреваемых слитков по высоте (см. рис. 1). В слитках регенеративного колодца разбивка по высоте сохраняется такой же.

Обозначение граней слитка № 1 в регенеративном и рекуперативном колодцах принято следующим. Грань 1 – обращённая к факелу; грань 2 – обращённая к поверхности симметрии; грань 3 – обращённая к слитку № 2; грань 4 – обращённая к стенке с каналами для дымоудаления колодца.

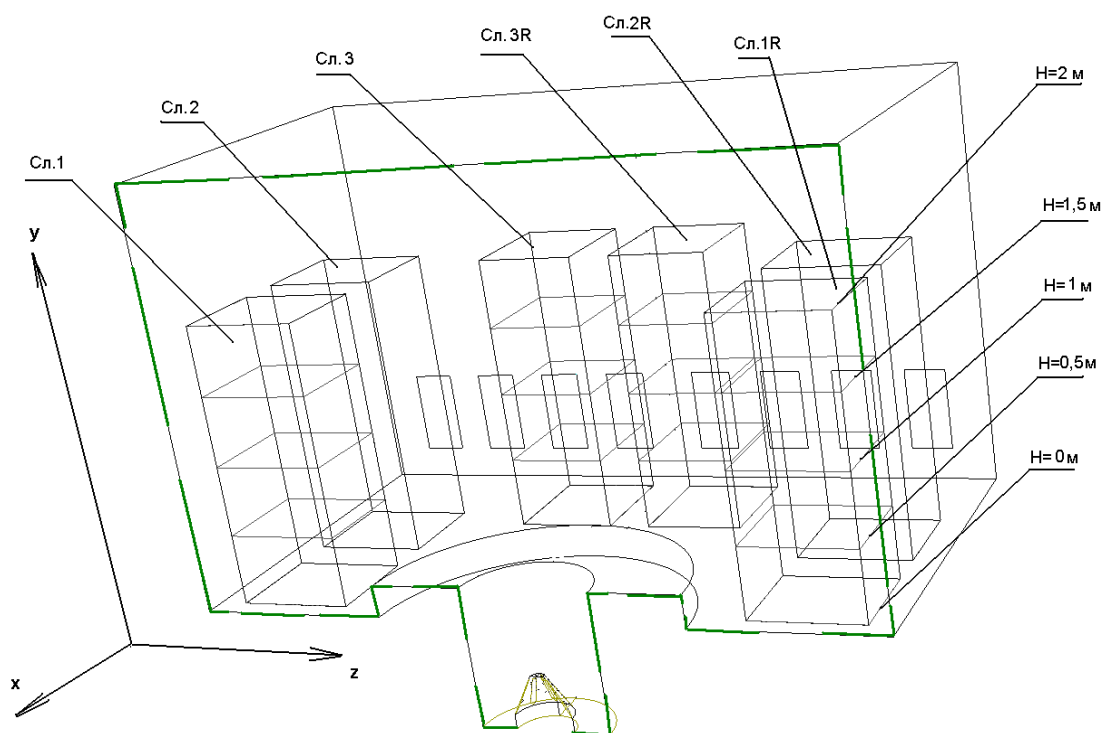


Рис. 1. Схема размещения слитков в рекуперативном нагревательном колодце, обозначение их граней и разбивка слитка по высоте

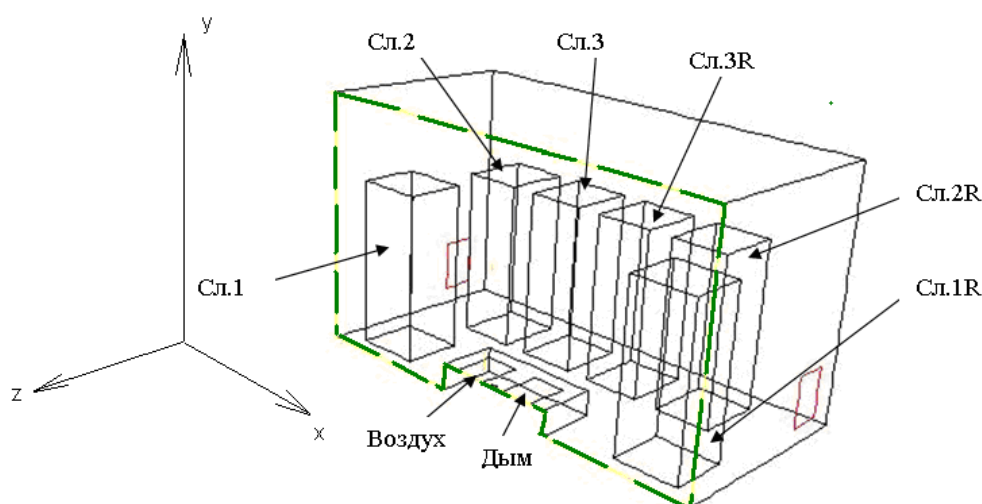


Рис. 2. Схема размещения слитков в регенеративном нагревательном колодце

В результате расчёта были получены общий и лучистый тепловые потоки на поверхности слитков по их различным граням: обращённой к факелу (грань 1), граням со стороны стен рабочего пространства нагревательного колодца (грань 4) и других граней 2 и 3 нагреваемого слитка.

Коэффициент конвективной теплоотдачи получен из разности этих тепловых потоков для конкретного теплового состояния слитка и печных газов по формуле:

$$\alpha_k = \frac{q_{\text{общ}} - q_{\text{луч}}}{t_z - t_{\text{ме}}} \quad (7)$$

Результаты расчёта коэффициента конвективного теплообмена приведены в табл. 1.

Таблица 1

Коэффициент конвективного теплообмена в рекуперативном (в числителе) и регенеративном (в знаменателе) нагревательных колодцах

Слиток, грань	Координата (от уровня подины), м	Общий коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² К)	Коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м ² К)	Доля конвекции в теплообмене, %
1	2	3	4	5
Слиток 1, грань 1	0,15	100,5-169/н.д.	2,0-4,7/н.д.	2-2,8/н.д.
	0,5	108-175/102-128	2-5,6/2,2-3,5	2-3,2/2-2,7
	1,0	130-210/120-158	2-6,4/2,1-3,7	1,5-3/1,8-2,3
	1,5	185-240/153-207	4-5,5/1,7-3,9	2,1-2,3/1,1-1,9
	1,85	250-295/н.д.	4,8-5/н.д.	1,7-1,9/н.д.
	2,0	325-344/252-290	5-5,1/2,6-4,7	1,4-1,5/1-1,6
	Средний по высоте грани	189/144	3,7/2,6	2/1,8

Продолжение табл. 1.

1	2	3	4	5
Слиток 1, грань 4	0,15	116-224/н.д.	5,4-8,2/н.д.	3,7-4,7/н.д.
	0,5	121-230/67-119	5-7,5/2,2-3,5	3,3-4,1/3-3,3
	1,0	126-240/86-139	4,2-6,9/3,9-4,6	2,9-3,3/3,3-4,5
	1,5	190-292/112-172	7-9,7/4,5-5,2	3,3-3,7/3-4
	1,85	267-355/н.д.	9,3-12,3/н.д.	3,4-3,5/н.д.
	2,0	348-415/186-251	9,3-11,3/5,1-7,7	2,7-2,75/2,7-3,1
	Средний по высоте грани	216/114	7,4/4,2	3,4/3,7
Слиток 1	Средний	203/129	5,55/3,4	2,7/2,75

В табл. 1 приведено обозначение: н.д. – нет данных.

Диапазон изменения коэффициента теплоотдачи связан с различными условиями передачи теплоты в пределах грани слитка на данной высоте.

Так, существенное увеличение общего коэффициента теплообмена в верхней части любой грани слитка как в рекуперативном, так и в регенеративном колодцах связано с дополнительным излучением от свода колодца на головную часть слитка. Скорость движения печных газов вдоль различных граней нагреваемых слитков также неодинакова, что приводит к изменению коэффициента конвективного теплообмена на одной и той же грани в 2 – 3 раза.

Результаты моделирования показали, что доля конвекции как в рекуперативном, так и в регенеративном нагревательных колодцах при температуре в рабочем пространстве 1120 – 1140 °С не превышает 4 – 5 %.

Расчет конвективной теплоотдачи по критериальным зависимостям

Расчёт коэффициента конвективной теплоотдачи производили по формулам (1) – (4).

Для рекуперативного нагревательного колодца:

$$I_{y\partial} = \frac{B \cdot v_{\partial} \cdot w_{\partial} \cdot \rho_{\partial}}{3600V} = 0,2889.$$

Здесь $v_{\partial} = 2,82 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$ – удельный выход дыма при $n = 1,1$.

Средняя скорость выхода газов (топлива и воздуха) из горелки:

$$w_{\partial} = \frac{B \cdot (1 + L_n)}{3600 \cdot \pi \cdot \frac{d_{\text{горл}}^2}{4}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\partial}}{273} \right) = 13,34 \text{ м/с},$$

где $d_{\text{горл}} = 0,928 \text{ м}$ – диаметр горловины рекуперативного колодца.

Коэффициент:

$$K_p = \frac{I_{y\partial} \cdot R_v^3}{v_e \cdot \rho_e \cdot v_c} = 1,478 \cdot 10^7.$$

Здесь

$$R_v = \frac{V}{F} 0,76 \text{ м},$$

$$\rho_e = \rho_0 \cdot \left(1 + \frac{t_\partial}{273}\right) = 0,253 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Так как $10^7 < K_p \leq 10^9$ то по формуле (2)

$$Nu = 0,00717 \cdot K_p^{0,565} = 80,6.$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи для рекуперативного нагревательного колодца:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_e}{d_{\text{под}}} = 1,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Здесь $d_{\text{под}} = \sqrt{S_{\text{под}}} = 5,096 \text{ м}$ – так называемый «усреднённый размер подачи пода, подсчитываемый как корень квадратный из площади пода» [1].

Для регенеративного нагревательного колодца:

$$I_{y\partial} = \frac{B \cdot v_{\partial \text{рег}} \cdot w_0 \cdot \rho_0}{3600 \cdot V} = 0,497;$$

$$w_0 = \frac{B \cdot (1 + L_{n \text{рег}})}{3600 \cdot F_{\text{гор}}} \cdot \left(1 + \frac{t_\partial}{273}\right) = 28,13 \text{ м/с},$$

$F_{\text{гор}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{рег гор}}^2}{4} - \delta_{\text{пер}} \cdot \overline{l_{\text{пер}}} + F_{\text{зс}} = 0,6611 \text{ м}^2$ – площадь сечения горловины регенеративного колодца с диаметром $d_{\text{рег гор}} = 1,16 \text{ м}$ и газового сопла $F_{\text{зс}} = 0,12 \cdot 0,07 = 0,0084 \text{ м}^2$ за вычетом перегородки шириной $\delta_{\text{пер}} = 0,35 \text{ м}$ и средней длиной $\overline{l_{\text{пер}}} = 1,153 \text{ м}$, разделяющей потоки дыма и воздуха в горловине регенеративного колодца.

Коэффициент

$$K_p = \frac{I_{y\partial} \cdot R_v^3}{v_e \cdot \rho_e \cdot v_c} = 25418114 = 25,41 \cdot 10^6.$$

Так как $10^7 < K_p \leq 10^9$. Тогда по формуле (2):

$$Nu = 0,00717 \cdot K_p^{0,565} = 109,5.$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи для реконструированного регенеративного нагревательного колодца:

$$\alpha_{\kappa} = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{\text{под}}} = 2,39 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Таким образом, расчёты среднего коэффициента теплоотдачи конвекцией по приближённым формулам [1] также свидетельствуют, что доля конвективного теплообмена в высокотемпературной нагревательной печи с петлеобразной траекторией движения печных газов не превышает 5 %.

Выводы

Излучение является определяющим видом теплообмена в высокотемпературных топливных печах. Доля конвекции не превышает 10 – 15 % в печах при температуре 800 – 1000 °С, а в высокотемпературных нагревательных печах с температурой в рабочем пространстве выше 1100 °С конвективный теплообмен не превышает 5 % и не может существенно влиять на нагрев металла.

Список литературы

1. Высокотемпературные теплотехнические процессы и установки : учебник для ВУЗов / [И. И. Перелетов, Л. А. Бровкин, Ю. И. Розенгарт и др.] ; под ред. А. Д. Ключникова. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 336 с.
2. Румянцев В. Д. Теплотехника : учебное пособие / В. Д. Румянцев. – Днепропетровск : Пороги, 2011. – 543 с.
3. Казяев М. Д. Исследование конвективного теплообмена в методической печи для термообработки вагонных осей, оснащённой скоростными горелками / М. Д. Казяев, А. М. Вохмяков, Д. М. Казяев, Б. Н. Арсеев // Теория и практика нагревательных печей в XXI веке : Всероссийская научно-практическая конференция, 25-26 мая 2010 г. : сборник трудов. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2010. – С. 65–73.
4. Кутататладзе С.С. Основы теории теплообмена / Кутататладзе С.С. – Новосибирск : Наука, 1970. – 660 с.
5. Исаченко В. П. Теплопередача / Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. – М.-Л. : Энергия, 1975. – 424 с.
6. Ерёмин А. О. Применение численных методов математического моделирования при разработке современных конструкции промышленных печей и их элементов / А. О. Ерёмин // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: зб. наук. пр. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія. – 2012. – Вип. 4. – С. 97–116.

Рукопись поступила 17.06.2013 г.

УДК 669.1:621.1

Кабишов С.М. — к.т.н., зав. лаб., Белорусский национальный технический университет (БНТУ), г. Минск

Трусова И.А. — д.т.н., проф., зав. каф., БНТУ, г. Минск

Менделев Д.В. — к.т.н., старший преподаватель, БНТУ, г. Минск

Ратников П.Э. — к.т.н., доц., БНТУ, г. Минск

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОТЫ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ В ГАЗОПЛАМЕННЫХ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ

В работе на основе расчетной оценки коэффициента использования теплоты топлива выполнен анализ эффективности способов рекуперации теплоты уходящих газов путем совершенствования конструкции печи, применения рекуперативного теплообменника и рекуперативных горелок в печах различного конструктивного оформления и технологического назначения.

Ключевые слова: рекуперация теплоты; промышленная печь; коэффициент использования топлива; теплообменник; горелка.

В настоящее время для определения эффективности тепловой работы печей одним из основных критериев является коэффициент использования теплоты топлива ($З_{и.т.}$), показывающий, какая доля теплоты топлива поглощается в рабочем пространстве печи. Он определяется согласно выражению:

$$З_{и.т.} = \frac{Q_H^p + i_B L_B - i_D V_D}{Q_H^p}, \quad (1)$$

где Q_H^p — низшая рабочая теплота сгорания 1 м^3 топлива (кДж/м^3); i_B , i_D — энтальпия подогретого воздуха и дымовых газов, уходящих из рабочего пространства печи, (кДж/м^3); L_B , V_D — действительный объем воздуха, подаваемого на сжигание 1 м^3 топлива, и продуктов сгорания 1 м^3 топлива при коэффициенте избытка воздуха b (в расчетах будем считать, что $b = 1,05$).

Учитывая, что основные тепловые потери в современных пламенных печах машиностроительного и металлургического производства составляет теплота, теряемая с уходящими газами, а потери через ограждающие конструкции, особенно в печах, работающих в непрерывном режиме, относительно невелики (2–5 %), выполнен сравнительный анализ эффективности использования рекуперативных теп-

лообменников с альтернативным вариантом – удлинением методической зоны печи. Очевидно, что формула (1) не позволяет напрямую оценить влияние длины методической зоны на величину $З_{и.т.}$, но позволяет учесть температуру уходящих газов.

Если приравнять величину $З_{и.т.}$ для методической печи с одной отапливаемой зоной и рекуперативным теплообменником, имеющим коэффициент рекуперации k_p , и печи с удлинённой методической зоной без рекуператора, то в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 1, можно определить температуру, которую должны иметь дымовые газы во втором случае, чтобы обеспечить такой же $З_{и.т.}$, как и в печи с рекуператором:

$$\frac{Q_H^p + i_d^{(рек)}(L_B k_p - V_d)}{Q_H^p} = \frac{Q_H^p - i_d^{(мет)} V_d}{Q_H^p},$$

где $i_d^{(рек)}$ и $i_d^{(мет)}$ – энтальпии дымовых газов на выходе из печи, оснащенной рекуператором, и в печи с удлинённой методической зоной соответственно; k_p – коэффициент рекуперации ($k_p = \frac{i_B}{i_d}$).

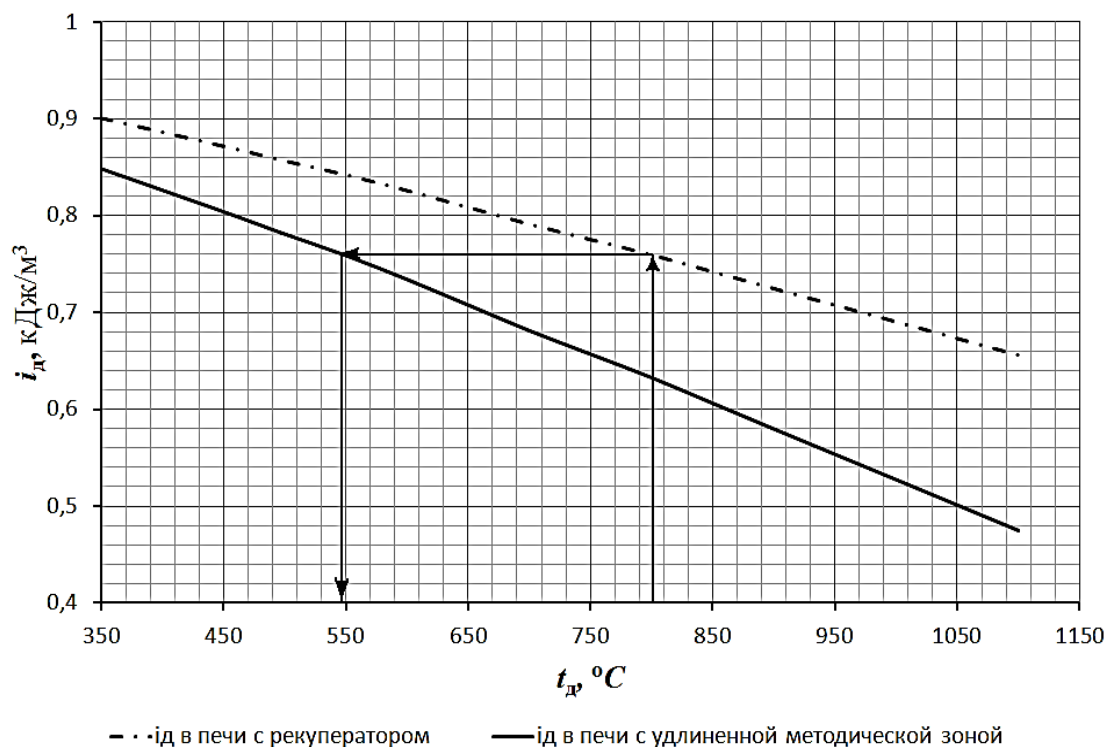


Рис. 1. Энтальпии дымовых газов в печи с удлинённой методической зоной и в печи с рекуператором в зависимости от температуры дымовых газов

Анализ представленного рисунка показывает, что при температуре уходящих газов $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ $z_{\text{и.т.}}$ печи без теплообменника равен 0,53. В то же время, если данную печь оборудовать рекуператором со степенью рекуперации 0,4, то $z_{\text{и.т.}}$ возрастет до 0,69. Аналогичного результата можно добиться, удливнив методическую зону таким образом, чтобы температура уходящих газов снизилась до $680\text{ }^{\circ}\text{C}$. При температуре дыма $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ удлинение должно обеспечить охлаждение продуктов сгорания до $620\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при $t_{\text{д.}} = 800\text{ }^{\circ}\text{C}$ – до $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ (см. схему на рисунке 1).

Очевидно, что целесообразность применения того или иного способа использования теплоты уходящих газов можно оценить в каждом конкретном случае, лишь выполнив дополнительные теплотехнические расчеты нагрева садки. Тем не менее, полученные результаты свидетельствуют, что удлинение методической зоны совместно со средствами интенсификации конвективного теплообмена в этой зоне при выборе конструкции печи может быть реальной альтернативой классическому рекуперативному теплообменнику и при этом обеспечить высокий уровень энергоэффективности нагревательного устройства.

В последние десятилетия при модернизации действующих и строительстве новых нагревательных и термических печей довольно часто используются горелочные устройства со встроенными теплообменниками – рекуперативные и регенеративные горелки. Из литературных источников [1 – 3 и др.] известно, что системы отопления промышленных печей с такими горелками обеспечивают не только сокращение расхода топлива на 60 – 70 %, но и повышают равномерность температуры в рабочем пространстве нагревательного устройства. Способ сжигания газообразного топлива в режиме FLOX [2, 3], реализованный, например, в горелках фирмы WS (Германия) позволяет, кроме того, существенно уменьшить выбросы NO_x .

Печи с рекуперативными и регенеративными горелками работают на заводах сталелитейных концернов *Thyssen Krupp*, *Arcelor*, *Buderus*, *Mittal Steel*, *Corrus*, *US-Steel*, на автомобильных заводах *Daimler Chrysler*, *BMW*, *Volvo*, *MAN*, *Opel*, *Skoda* и на других заводах, где используются нагрев и термообработка металлов и сплавов.

Вместе с тем, рассматриваемые горелки имеют ряд существенных недостатков. Это – более сложная система воздухообеспечения и дымоудаления, высокая стоимость и габариты горелочных устройств, большие затраты электроэнергии на подачу дутьевого воздуха и эжекцию дымовых газов, возможность работы в режиме FLOX лишь при температуре выше $850\text{ }^{\circ}\text{C}$.

За счет того, что около 80 % дымовых газов удаляются непосредственно через горелку, в процессе модернизации методических печей возникает необходимость установки дополнительных горелочных устройств в методической зоне. По сути, это приводит к тому, что методическая зона превращается в отапливаемую зону предварительного нагрева.

С учетом сказанного формула (1) для однокамерной печи с рекуперативными горелками будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} z_{\text{и.т.}} &= \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} + (i_{\text{в}}^{(\text{печь})} L_{\text{в}} - 0,8 i_{\text{д}}^{(\text{печь})} V_{\text{д}}) - 0,2 i_{\text{д}}^{(\text{yx})} V_{\text{д}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} + (i_{\text{д}}^{(\text{печь})} L_{\text{в}} k_{\text{р}} - 0,8 i_{\text{д}}^{(\text{печь})} V_{\text{д}}) - 0,2 i_{\text{д}}^{(\text{yx})} V_{\text{д}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \end{aligned} \quad (2)$$

При использовании данной зависимости в расчетах следует применять среднеинтегральное значение энтальпии дымовых газов за один рабочий цикл.

Учитывая особенности тепловой работы камерных печей периодического типа действия, можно утверждать, что применение рекуперативных либо регенеративных горелок при их модернизации либо строительстве обеспечит существенное повышение теплотехнических показателей печи и снижение топливопотребления, так как они обладают высокой степенью рекуперации теплоты отходящих газов, а температура дыма, удаляемого не через горелки, будет незначительно ниже, чем $t_{\text{печи}}$.

Для проходной печи, имеющей n отапливаемых зон с рекуперативными горелками и работающей в непрерывном (квазистационарном) режиме, запишем:

$$\begin{aligned} z_{\text{и.т.}} &= \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} + \sum [B_n (i_{\text{в}}^{(n\text{-ая зона})} L_{\text{в}} - 0,8 i_{\text{д}}^{(n\text{-ая зона})} V_{\text{д}})] / B - 0,2 i_{\text{д}}^{(\text{yx})} V_{\text{д}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \\ &= \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} + \sum [B_n i_{\text{д}}^{(n\text{-ая зона})}] \frac{(L_{\text{в}} k_{\text{р}} - 0,8 V_{\text{д}})}{B} - 0,2 i_{\text{д}}^{(\text{yx})} V_{\text{д}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где B_n и B – расход топлива в n -ой зоне и общий расход топлива в печи соответственно ($\text{м}^3/\text{ч}$); $i_{\text{в}}^{(n\text{-ая зона})}$, $i_{\text{д}}^{(n\text{-ая зона})}$ – средние энтальпии подогретого воздуха и дымовых газов (зоны) в n -ой зоне печи. Причем, энтальпия $i_{\text{д}}^{(\text{yx})}$ в данном случае соответствует температуре зоны, где осуществляется отбор 20 % дымовых газов в боров. Как правило, в

проходных печах металлургического производства это температура в начале первой по ходу металла (методической неотапливаемой) зоне.

Представленная зависимость (2) позволяет оценить влияние распределения тепловых мощностей (т.е. соотношение B_n/B по зонам) на величину $z_{и.т.}$ печи при использовании рекуперативных горелок, а также сравнить полученное значение с аналогичной характеристикой печи с классическими дутьевыми горелками, методической зоной и рекуператором.

Фактически можно выполнить сравнение по величине $z_{и.т.}$ следующих вариантов конструкции проходной печи:

1. Проходная печь классической конструкции с методической неотапливаемой зоной, с рекуперативным теплообменником, имеющим степень рекуперации $k_p = 0,35 \dots 0,45$.

2. Проходная печь, такая же по тепловой мощности и размерам, в которой дополнительно установлены рекуперативные горелки в первой по ходу металла зоне (т.е. методическая зона отапливается), а средние температуры по зонам печи такие же, как и в первом варианте.

Очевидно, что варьируя величину, например, B_1/B при неизменной температуре в первой зоне, мы тем самым предполагаем, что с увеличением расхода топлива возрастает и относительная длина зоны предварительного нагрева. Фактически это позволяет определить наиболее эффективную конструкцию печи (длины зон) с рекуперативными горелками, обеспечивающую экономию топлива по сравнению с методической печью, оснащенной рекуператором для подогрева воздуха. Конечно же, при принятии окончательного решения следует выполнить расчет температурного поля нагреваемой садки (заготовок), чтобы убедиться, что предлагаемое распределение температур по длине печи обеспечит нагрев металла до заданной температуры.

В качестве иллюстрации к сказанному на рисунке 1 представлены зависимости $z_{и.т.}$ от B_1/B для двухзонной проходной печи при различных температурах в зоне предварительного нагрева (800 °С; 850 °С, 900 °С) и температуре во второй зоне 1250 °С. Горизонтальные линии – величина $z_{и.т.}$ для проходной методической печи с таким же распределением температур по зонам, в которой отапливается лишь вторая зона.

Как видно из рисунка 2, рекуперативные горелки могут конкурировать с классическим способом утилизации теплоты дымовых газов в централизованном рекуператоре далеко не всегда. Например, при температуре дымовых газов 800 °С для того, чтобы обеспечить более высокий коэффициент использования теплоты топлива, не менее 50 % тепловой мощности печи должно быть использовано в зоне предвари-

тельного нагрева. Т.е. реконструкция такой печи путем замены стандартных дутьевых горелок с подогревом воздуха в рекуператоре ($k_p = 0,4$) на рекуперативные будет эффективна лишь при реализации режима длительного предварительного нагрева металла до температуры около $750\text{ }^{\circ}\text{C}$, на который будет затрачиваться более 50 % тепловой мощности печи (средняя температура в зоне $800\text{ }^{\circ}\text{C}$), с последующим форсированным нагревом до конечной температуры.

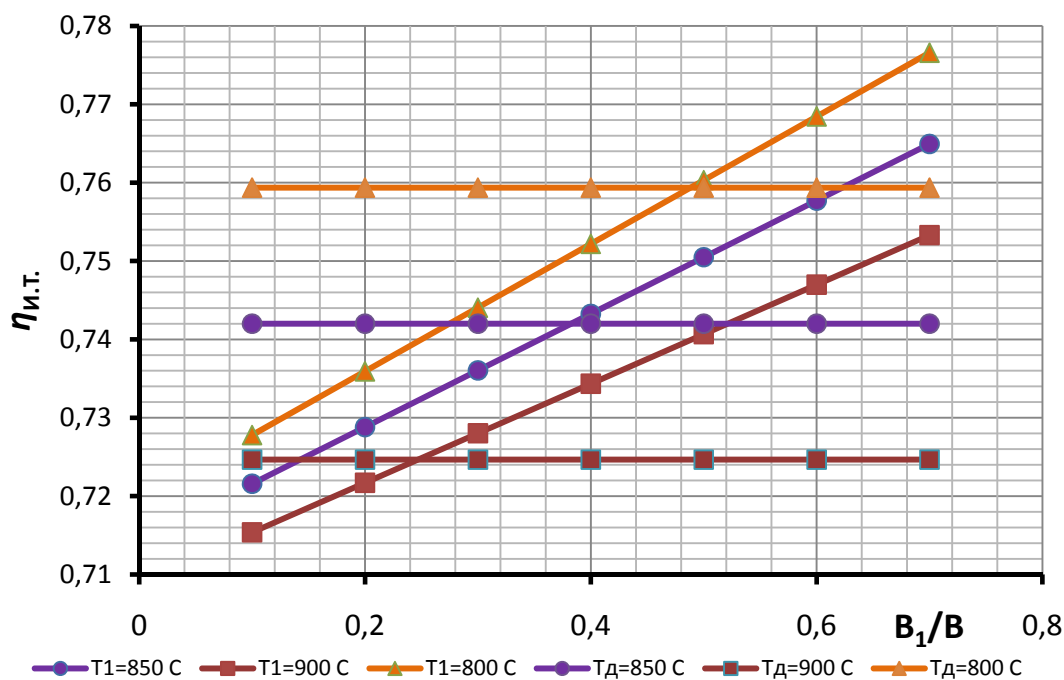


Рис. 2. Зависимости $\eta_{и.т.}$ от V_1/V для двухзонной проходной печи при различных температурах в зоне предварительного нагрева ($800\text{ }^{\circ}\text{C}$; $850\text{ }^{\circ}\text{C}$, $900\text{ }^{\circ}\text{C}$) и температуре во второй зоне $1250\text{ }^{\circ}\text{C}$. Горизонтальные линии – величина $\eta_{и.т.}$ для проходной методической печи с таким же распределением температур по зонам, в которой отапливается лишь вторая зона

Очевидно, что расчеты для трехзонной печи приведут к аналогичному результату, т.е. наиболее эффективным вариантом использования рекуперативных горелок будет удлиненная зона предварительного нагрева с форсированным нагревом металла в сварочной зоне и получением требуемого температурного перепада по сечению заготовки в тоильной. Для того, чтобы корректно решить данную задачу, следует составить систему уравнений, которые бы ограничивали скорость нагрева металла, например, по уровню термических напряжений и деформаций, как это сделано в работе [4].

Полученные результаты еще раз подтверждают, что технология двухступенчатого нагрева [5] обеспечивает высокую эффективность

использования топлива, в том числе, и в печах с современными рекуперативными и регенеративными горелками. А удлинение методической зоны и интенсификация конвективного теплообмена в ней во многих случаях является эффективной альтернативой применению дорогостоящих рекуперативных и регенеративных горелок. Более того, в некоторых случаях такая замена не приведет к ожидаемой экономии топлива, а, наоборот, ухудшит теплотехнические показатели печи.

Далее выполнено сравнение по расходу топлива в проходных нагревательных печах, одинаковых по размерам и технологии, работающих с одной производительностью и отличающихся способом рекуперации теплоты уходящих газов:

1) в первом варианте воздух подогревается в рекуператоре с $k_p = 0,35$;

2) во втором – используются рекуперативные горелки с $k_p = 0,53$;

3) в третьем – установлены регенеративные горелки с $k_p = 0,67$.

Во втором и третьем вариантах будем считать, что в первой зоне установлены новые рекуперативные либо регенеративные горелки, а распределение тепловой мощности между двумя зонами 50/50. Температура дыма в рассматриваемой задаче изменяется в пределах от 850 до 1100 °С, температура во второй зоне печи также одинакова для всех вариантов и равна 1250 °С.

Принимая во внимание формулировку коэффициента использования теплоты топлива, запишем в общем виде балансовое уравнение для указанных вариантов. При этом сделаем допущение, что, так как технологические режимы печей одинаковы, температура нагрева металла и производительность также не отличаются, то соответствующие расходные статьи балансовых уравнений также будут равны между собой, а их сумма будет величиной постоянной (*const*).

$$B_i Q_{\text{н}}^p z_{\text{и.т.}}^{(i)} - \text{const} = Q_{\text{пол}},$$

где $Q_{\text{пол}}$ – полезная теплота, пошедшая на нагрев садки, Дж.

Если принять, что в печи без рекуператора расход топлива равен B , а коэффициент использования теплоты топлива – $z_{\text{и.т.}}$, то для остальных вариантов величина экономии (перерасхода) будет равна:

$$\Delta B_i = B \left(1 - \frac{z_{\text{и.т.}}^{(i)}}{z_{\text{и.т.}}} \right).$$

Результаты расчетов представлены на рисунке 3.

Анализ рисунка показывает, что эффективность всех способов рекуперации возрастает при повышении температуры дымовых газов. Т.е., в полуметодических нагревательных печах машиностроительного

производства, температура дыма на выходе из которых может достигать 1000 °С и более, за счет установки рекуператора либо рекуперативных (регенеративных) горелок можно добиться более ощутимого эффекта по сравнению с методическими печами, где температура уходящих газов значительно ниже. Причем эффективность использования современных горелочных устройств по мере роста температуры дымовых газов возрастает с большей скоростью по сравнению с эффективностью классического рекуператора.

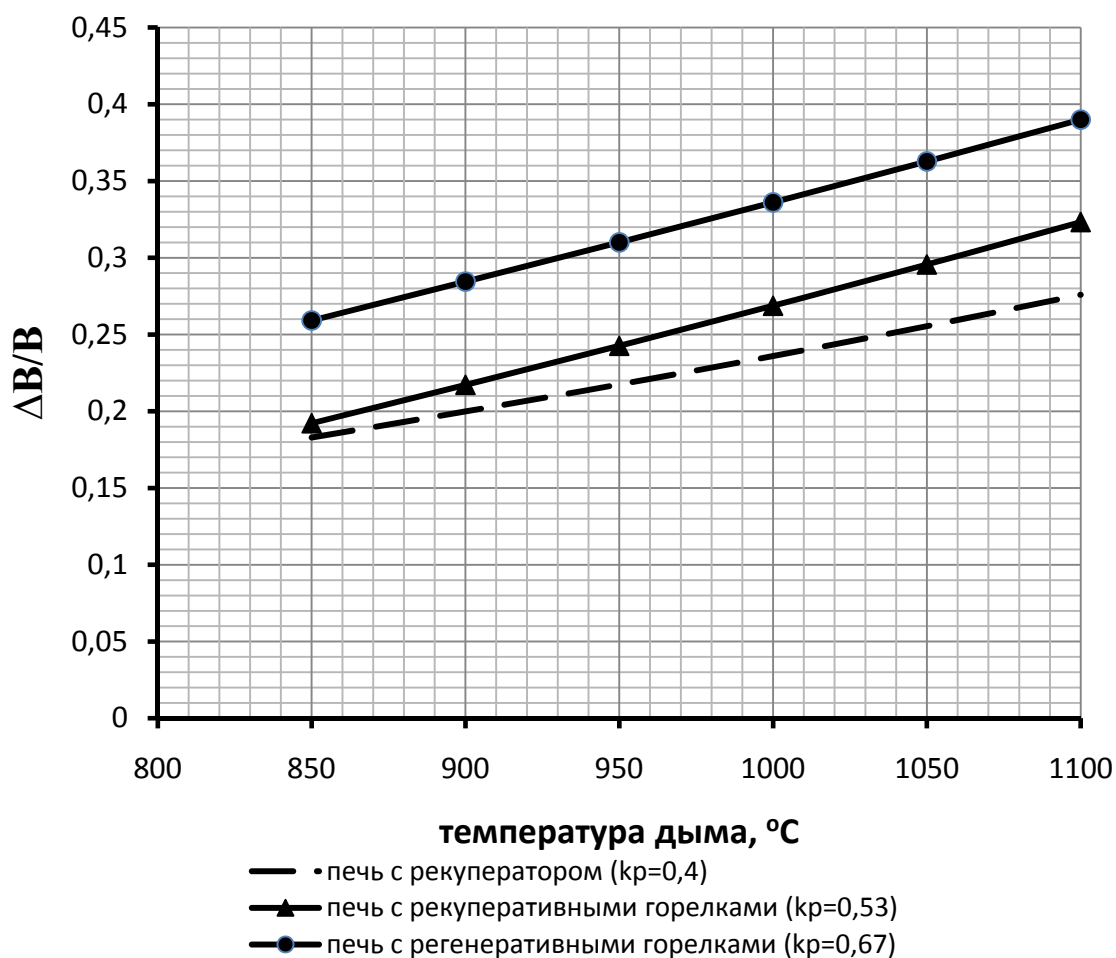


Рис. 3. Зависимость доли экономии топлива в проходной нагревательной печи от температуры дымовых газов при использовании различных способов рекуперации теплоты дымовых газов

Выводы

Методика, представленная в статье, позволяет при помощи коэффициента использования теплоты топлива ($\eta_{и.т.}$) сопоставить эффективность различных способов рекуперации теплоты в пламенных печах периодического и непрерывного типов действия. В результате расчетов установлено, что при определенных условиях удлинение методической зоны обеспечивает более высокий уровень экономии топ-

лива по сравнению с классическим рекуператором. Кроме того, сделан вывод, что в методических нагревательных печах применение современных рекуперативных либо регенеративных горелок не всегда гарантирует снижение топливопотребления по сравнению с классическим вариантом печи с рекуператором. Полученные результаты целесообразно использовать на предпроектной стадии при выборе конструкции печи, горелочных устройств и способа рекуперации теплоты уходящих газов.

Список использованных источников

1. Парамонов А. М. Повышение тепловой эффективности и экономичности работы нагревательных печей Монография / А. М. Парамонов, В. В. Крайнов. – М. : Спутник+, 2006. – 228 с.
2. Telger K. Опыт работы при применении горелок с режимом беспламенного окисления / K. Telger, W. Roth // Издательство «Vulkan», 45127 Essen, Журнал „Gaswdrme international“, том 44 (1995). – № 7–8. – С. 332–337.
3. Дьяков С.В., Дьяков А.В., Макий А.Е. Опыт применения горелок WS в нагревательных и термических печах //Оборудование. Технический альманах. – 2009. – № 1. – С. 14–16.
4. Тимошпольский В.И. Напряженно-деформированное состояние стальных призматических заготовок при нагреве. Сообщение 2. Влияние ползучести на напряженно-деформированное состояние заготовок / В.И. Тимошпольский, М.Л. Герман, С.М. Кабишов [и др.] // Литье и металлургия. – 2006. – № 4. – С. 30–35.
5. Ковалевский В.Б. Применение метода асимптотической оптимизации к задачам теплообмена / Ковалевский В.Б., Панасюк В.И. // тез. докл. 32 НТК: Применение ЭВМ в научном исследовании и управлении химико-металлургическими объектами. – Свердловск: УПИ. – 1997. – С. 48.

Рукопись поступила 09.10.2013 г.

УДК 66.045

Каракаш Е.А. — к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Грес Л.П. — д.т.н., проф., НМетАУ

Флейшман Ю.М. — к.т.н., с.н.с., НМетАУ

Миленина А.Е. — к.т.н., с.н.с., НМетАУ

Колдомасов С.В. — главный технолог по доменному производству отдела технического управления, ПАО «Евраз-ДМЗ им. Петровского»

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОТВОДА ДЫМА В ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯХ

Повышение эффективности работы дымового борова и дымовой трубы блока доменных воздухонагревателей является одной из главных задач для стабильной работы доменной печи. В случае неполадок с системой отвода дымовых газов может значительно снизиться средняя температура горячего дутья, вследствие этого могут возникать незапланированные остановки в работе доменной печи, а также резко возрастает удельный расход кокса. Предложена система увеличения тяги в дымовом тракте при возрастании газодинамического сопротивления, с учетом непрерывной работы блока доменных воздухонагревателей.

Ключевые слова: воздухонагреватель; дымовая труба; доменная печь.

Состояние вопроса

Вопрос повышения эффективности работы дымового борова и дымовой трубы блока воздухонагревателей является одной из существенных задач при работе доменной печи. В случае выхода из строя или неэффективной работы этого узла возникает ситуация, при которой доменная печь может остаться без подогрева дутья, а это, в свою очередь, приводит к значительному перерасходу кокса либо вообще к незапланированной остановке печи. Кроме того, может возникать «обратная тяга», при которой продукты горения и доменный газ могут попадать на рабочую площадку воздухонагревателей (ВН), что представляет угрозу для жизни обслуживающего персонала.

Современный блок воздухонагревателей включает в себя три или четыре аппарата, каждый из которых соединен с дымовым бором и имеет 2 – 3 дымовых клапана, в зависимости от конструкции ВН и их

мощности. Футеровка дымовых боровов выполняется из нескольких окатов огнеупорных материалов. В основном используют шамотные и муллитно-кремнеземистые изделия. Так как один или несколько нагревателей в блоке всегда находятся на нагреве, то движение продуктов горения внутри борова и дымовой трубы имеет постоянный характер. Температура дыма при входе в дымовой боров от каждого воздухонагревателя может изменяться с течением времени и в зависимости от режима работы блока воздухонагревателей. Интервал температур продуктов горения при нормальной работе ВН составляет 150 – 400 °С, при этом средняя температура дыма колеблется около 270 – 285 °С. Разрежение, создаваемое дымовой трубой, при инженерных расчетах определяется по формуле:

$$\Delta p = H(\rho_{\text{в}} - \frac{\rho_{\text{д0}}}{1 + \alpha_{\text{д}}}), \quad (1)$$

где H – высота дымовой трубы, м; $\rho_{\text{в}}$ – плотность окружающего воздуха, кг/м³; $\rho_{\text{д0}}$ – плотность дыма при нормальных условиях кг/м³; $t_{\text{д}}$ – температура дыма в дымовой трубе, °С.

Однако, данное разрежение не является решающим для создания необходимой тяги внутри дымового борова. Дымовые газы в системе воздухонагреватели – дымовой боров – дымовая труба движутся за счет статического давления, создаваемого при работе горелок доменных воздухонагревателей в камерах горения. Именно это давление является главной составляющей для преодоления газодинамического сопротивления регенеративной насадки и дымового борова и других элементов системы дымоудаления. Статическое давление в камере горения в период нагрева является средневзвешенным и складывается из давлений вентиляторного воздуха и доменного газа. С течением времени сопротивление на пути продуктов горения может возрасти как в насадке, так и в дымовом борове. В случае, когда давление, создаваемое вентилятором и доменным газом в камере горения, и газодинамическое сопротивление становятся практически равными, основную роль для нормального движения дымовых газов начинает играть разрежение, создаваемое дымовой трубой. Таким образом, для эффективной работы блока доменных воздухонагревателей необходимо не допускать повышения газодинамического сопротивления до критических величин, а также нужно поддерживать необходимое разрежение в основании дымовой трубы.

Задача поддержания постоянного газодинамического сопротивления представляется довольно сложной, особенно для регенеративной насадки, так как с течением времени общее «живое» сечение насадки будет уменьшаться и, соответственно, увеличиваться ее сопротивление до момента проведения капитального ремонта второго раз-

ряда. Обычно ВН останавливают на капитальный ремонт второго разряда с заменой насадки, когда он не в состоянии работать и брать более 50% доменного газа от номинального расхода. Для дымового бора картина выглядит аналогичной, с той разницей, что ремонтные работы в борове могут быть проведены при ежегодных плановых остановках доменной печи на 7-8 суток (например, при замене желоба).

Исследование и разработка рекомендаций по повышению эффективности работы системы дымоудаления

Исследование состояния дымовых боровов блока доменных воздухонагревателей показало, что есть несколько основных источников сопротивления:

- 1) наличие в борове грунтовых вод, которые могут значительно перекрывать проход дыму, если их своевременно не откачивать оттуда;
- 2) обрушение огнеупорной футеровки и вынос различных фрагментов из самих воздухонагревателей. (На фото 2 можно наблюдать пример засоренности части дымового бора различными фрагментами огнеупорной футеровки после длительной работы);
- 3) конструктивные особенности боровов (недостаточное проходное сечение боровов, наличие поворотов и сужений);
- 4) взаимодействие истекающих из дымовых патрубков струй между собой и с магистральными потоками дымовых газов.



Фото 1. Уровень грунтовых вод внутри дымового бора



Фото 2. Засоренность дымового борова фрагментами огнеупоров



Фото 3. Дымовой патрубок воздухонагревателя, входящий в общий боров

На фото 1 видно, что часть дымового борова перекрыта грунтовыми водами, которые накапливаются здесь, при отсутствии системы откачивания воды. Следует отметить, что на некоторых комбинатах предусмотрена система постоянного откачивания грунтовых вод, например, АрселорМиттал Кривой Рог. Кроме частичного перекрытия прохода для дыма, вода, находящаяся в борове, снижает температуру дымовых газов (что ухудшает тягу дымовой трубы), так как часть теплоты вынужденно уходит на эндотермический процесс парообразования. Из формулы (1) также видно, что перепад давлений связан также с плотностью дымовых газов, при этом из выражения (2) для опреде-

ления плотности газа следует, что с уменьшением температуры t плотность ρ_t будет увеличиваться:

$$\rho_t = \frac{\rho_{00}}{1 + \alpha t_d}. \quad (2)$$

При снижении средней температуры дыма разрежение в основании трубы также будет уменьшаться.

С целью увеличения тяги системы отвода дыма в блоке доменных воздухонагревателей при невозможности проведения капитального ремонта, предлагается использовать временную инжекционную маломощную горелку в основании дымовой трубы.

Это мероприятие позволит увеличить среднюю температуру дыма в основании дымовой трубы и тем самым повысить тягу внутри трубы по ее высоте. С другой стороны, установка такой горелки в осевом направлении создаст инжектирующий эффект для всей массы дымовых газов. В данном случае инжектирующая составляющая будет зависеть от скорости истечения из нее газовой среды, а следовательно, от расхода компонентов горения и от ее геометрических размеров.

Для оценки предлагаемого мероприятия использовалась формула (1), а также выражение, учитывающее влияние инжекции на создание дополнительной тяги в дымовой трубе:

$$\Delta h = \omega_3 \rho_{см} \frac{(Q_1 \omega_1 + Q_2 \omega_2 - (Q_1 + Q_2) \omega_3)}{g(Q_1 + Q_2)} + \eta_o \rho_{см} \frac{(\omega_3^2 - \omega_4^2)}{2g}, \quad (3),$$

где Q_1 и ω_1 – соответственно массовый расход (кг/сек) и средняя скорость (м/с) потока в струе инжектора; Q_2 и ω_2 – соответственно массовый расход (кг/сек) и средняя скорость (м/с) потока в струе инжектора; $\rho_{см}$ и ω_3 – плотность (кг/м³) и скорость (м/с) смеси после инжектора; η_o – коэффициент полезного действия диффузора.

Расчеты показали, что при увеличении средней температуры продуктов горения в нижней части дымовой трубы со 150 °С до 350 °С разрежение увеличивается на 200 Па.

В соответствии с формулой (3) инжектирующая составляющая при условии расхода природного газа 0,6 м³/с и диаметре сопла горелки 200 мм (скорость истечения компонентов горения 200 м/с) позволит создать дополнительное разрежение 140 мм.вод.ст. для условий работы блока воздухонагревателей ДПЗ ПАО «ЕВРАЗ – ДМЗ им. Петровского»

Таким образом, предложенное мероприятие позволит преодолеть значительное дополнительное аэродинамическое сопротивление при непрерывной работе блока воздухонагревателей без остановки на ремонт.

В ряде случаев может иметь место выбивание газа вентилятора (горелки) на рабочую площадку при поступлении сигнала о погасании факела от индикатора наличия пламени. В этом случае имеет место остановка вентилятора горелки и перекрытие отсечного дросселя на газе. Имеющееся в этот момент давление в камере горения вызовет выбивание газов на рабочую площадку, что недопустимо. Выбивание некоторого количества газов V_1 может произойти также из-за несбалансированных сил тяги в камере горения и «живом» объеме насадки на ВН, наиболее удаленном от дымовой трубы. Основная же часть дыма V_2 остановленного ВН уйдет в дымовую трубу.

$$\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{R_2}{R_1}}, \quad (4)$$

где R_1 и R_2 – газодинамические сопротивления участков дымового тракта ВН от горелочного патрубка до точки с нулевым давлением в тракте (R_1), и от точки до выхлопа из устья дымовой трубы.

Вариантом усиления тяги может быть установка парового инжектора в дымовой трубе или установка дополнительного дымососа прямого или непрямого действия.

Следует отметить, что такие способы повышения тяги внутри дымового боровя являются вынужденной и экстренной мерой при нарушениях нормальной работы этого узла. В штатном режиме система не будет задействована и никакого влияния на нормальную работу не будет оказывать.

Выводы

Проблемы, связанные с наличием слишком большого аэродинамического сопротивления на пути дымовых газов доменных воздухонагревателей, могут вызывать значительные сложности для нормальной работы доменной печи, а также представляют опасность для обслуживающего персонала. Предложенные способы увеличения тяги в дымовом борове блока воздухонагревателей позволяют устранить указанные проблемы без остановки доменной печи на ремонт.

Список литературы

1. Абрамов Ф. А. Рудничная аэрогазодинамика / Абрамов Ф. А. - М. : Недра, 1972. – 274 с.
2. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Лойцянский Л. Г. – М., Л., 1950. – 389 с.
3. Усиление тяги дымовой трубы : сб. трудов ДМетИ, Выпуск XXXI / И. Д. Семикин. – Киев, 1954. – С. 135–147.

Рукопись поступила 22.03.2013 г.

УДК 621.783.2:621.311.16

Качан Ю.Г. — д.т.н., проф., Запорізька державна інженерна академія (ЗДІА)

Коваленко В.Л. — к.т.н., доцент, ЗДІА

Візер А.А. — аспірант, ЗДІА

ЩОДО МОЖЛИВОСТІ КЕРУВАННЯ ТЕПЛОВИМИ ПОТОКАМИ ПРОСТОРОВИМ ЕЛЕКТРИЧНИМ ПОЛЕМ

Експериментально підтверджено можливість керування тепловими потоками просторовим електричним полем з метою інтенсифікації процесу теплообміну в заданій області печей, що працюють на природному газі.

Ключові слова: нагрівальна піч; тепловий потік; просторове електричне поле; інтенсифікація теплообміну.

Постановка завдання

Як відомо, питання впливу електричних полів (особливо слабких, з напругою до 1000 В) на формування теплових потоків не достатньо вивчене і залишається відкритим. Інтенсифікації процесу теплообміну в певній області промислового нагрівального пристрою, зазвичай, не приділяється значної уваги або частково задовольняються зміною його конструкції і аеродинамічних характеристик, що є недостатнім [1]. Впровадження перелічених заходів в комплексі з використанням запропонованого методу підвищення енергоефективності на основі енергії електричного поля може дати значну економію витрат підприємства на органічне паливо і знизити його долю в структурі собівартості продукції. Зважаючи на те, що в більшості промислових печей в якості енергоносія використовується природний газ, вартість якого зростає, подальші дослідження в даному напрямку є актуальними.

Тому для реалізації поставленої мети слід вирішити ряд першочергових задач, а саме:

- систематизувати існуючі теоретичні та експериментальні дані щодо механізмів впливу на процес теплообміну газових нагрівальних печей;
- дослідити ефективність використання електричних полів для інтенсифікації процесів теплообміну на фізичній моделі печі;
- розробити відповідні методики такого способу управління тепловими потоками у поєднанні з алгоритмами оптимізації цього проце-

су, використовуючи в подальших дослідженнях попередні напрацювання і математичні моделі печей [2, 3].

Все це дасть можливість комплексно вирішити головну задачу – підвищити енергоефективність нагрівальних газових печей, одночасно змінюючи не тільки їх конструкцію і аеродинаміку, але й здійснюючи додатковий вплив на тепловий потік просторовими електричними полями.

Методика та результати досліджень

Для проведення експерименту було розроблено і створено спеціальну пічну установку, принципову схему якої наведено на рис. 1.

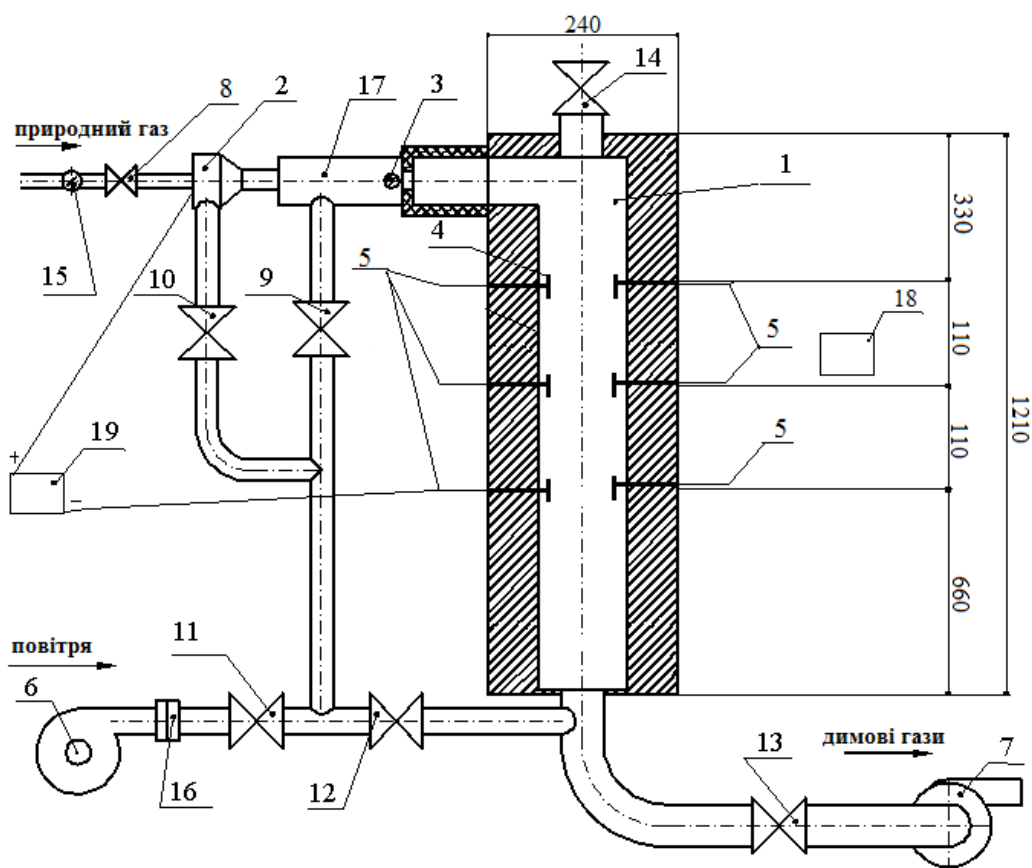


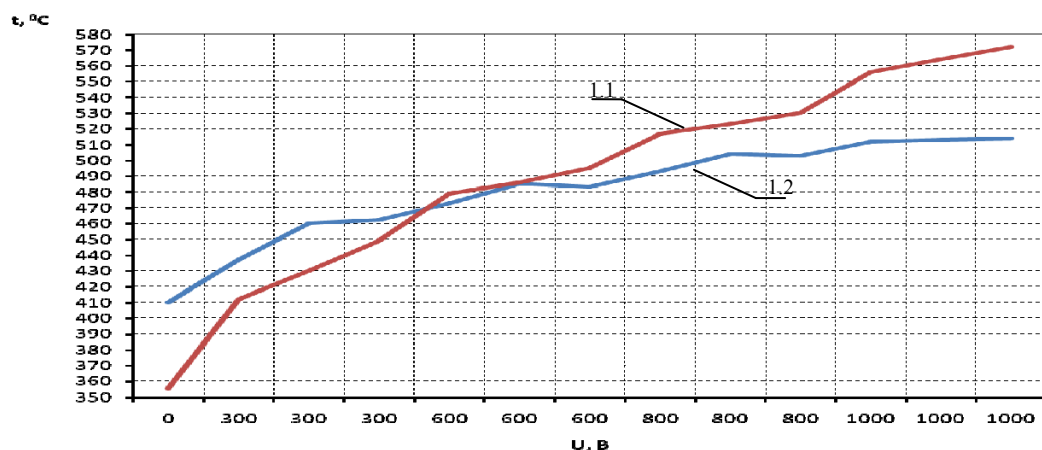
Рис. 1. Принципова схема установки:

- 1 – теплоізолювана камера печі; 2 – пальник; 3 – електроіскровий запальник;
- 4 – досліджувана пластинка; 5 – електроди; 6 – повітродувка; 7 – димосос;
- 8 – 14 – арматура регулювання процесом горіння; 15 – газовий лічильник;
- 16 – вимірвальна діафрагма; 17 – додаткова камера; 18 – прилад вимірвальний безконтактний; 19 – електрична частина

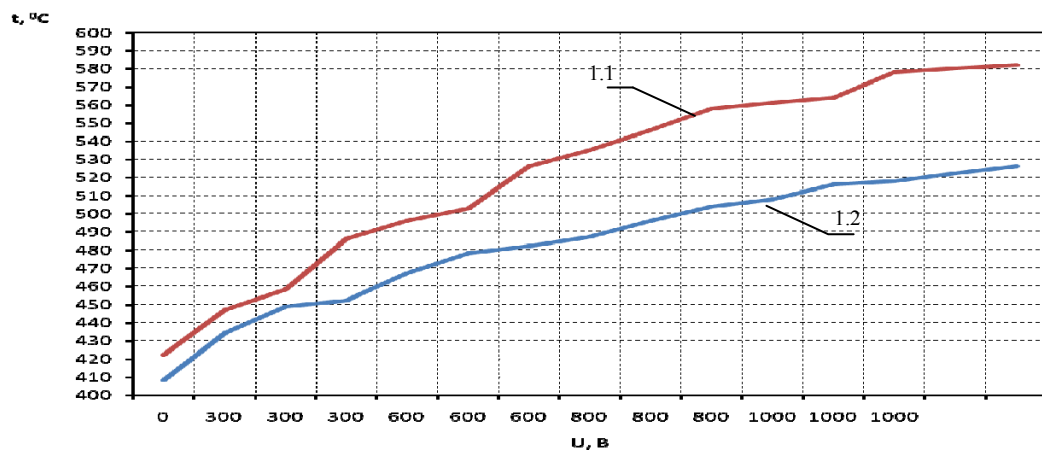
Робоча камера печі з внутрішніми розмірами $0,192 \times 0,192 \times 1,1$ м футерована легковаговою вогнетривкою цеглою. В якості палива використовувався природний газ і за допомогою стандартного пальника

було досягнуто теплову потужність до 77 кВт. Витрату природного газу та повітря вимірювали газовим лічильником 15 типу Gallus 2000 G4 та стандартною вимірювальною діафрагмою 16, відповідно. Електрична частина експериментальної установки дозволяє змінювати робочу постійну напругу заданої полярності, що подається на електроди 5 та пальник 2, в діапазоні 0 – 1000 В. Для уникнення похибок вимірювання, пов'язаних з ефектом наведення напруги на елементи термопар, було обрано безконтактний метод з використанням лазерних пірометрів, що дозволило отримати достовірні значення температури. Для усіх дослідів питома витрата природного газу склала $0,04 \text{ м}^3/\text{хв}$.

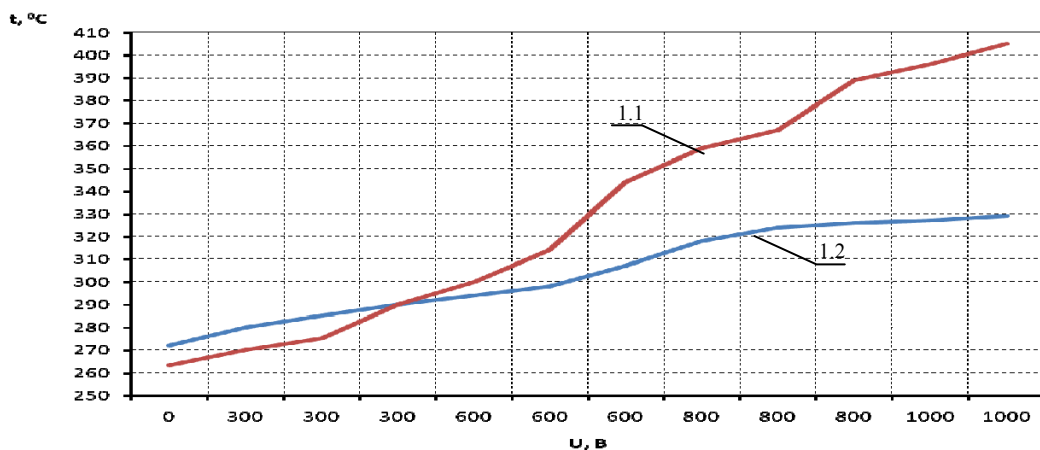
В результаті було набрано достатню кількість статистичних даних залежності температури пластин, на які подано напругу, від величини та полярності останньої, а також визначено динаміку нагріву в певних точках пічного простору, щоб зробити висновки про можливість та ефективність керування тепловими потоками електричними полями. Результати дослідження представлено на рис. 2.



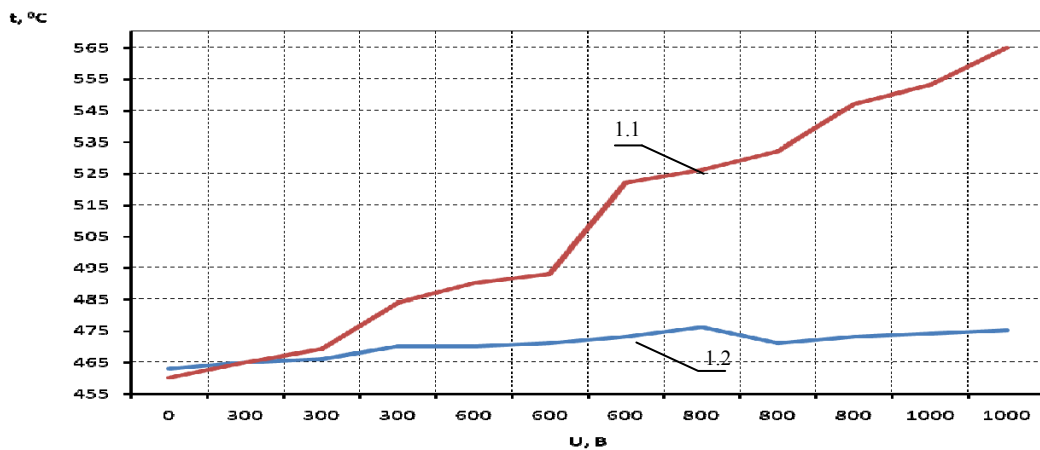
а) верхні пластини на відстані 15 мм від футерування печі



б) верхні пластини на відстані 45 мм від футерування печі



г) нижні пластини на відстані 15 мм від футерування печі



д) нижні пластини на відстані 45 мм від футерування печі

Рис. 2. Залежність температури пластин від величини прикладеного потенціалу: 1.1, 1.2 – динаміка зміни температури пластин під потенціалом та без нього, відповідно

Як видно з графіків, температури обох пластин зростають, але спостерігається різна динаміка нагріву у відповідності з величиною прикладеного потенціалу. Зміна полярності має неявно виражений характер, що підтверджує висловлені припущення про те, що кількість позитивно заряджених іонів і негативно - електронів в продуктах горіння практично однакова [4].

На нижніх пластинах, розташованих ближче до центру печі, спостерігається найбільший ефект (рис. 2, д). Це пояснюється тим, що за відсутності електричного поля повздовжня швидкість теплового потоку викликана лише аеродинамічною складовою і буде значною у верхній частині пічного простору, а з подальшим проходженням димових газів по камері печі вона зменшується. Під дією потенціалу з'являється поперечна електрична сила, яка залежить від його величини.

ни і змушує заряди певного знаку відхилятися від прямолінійної траєкторії. В результаті такого впливу створюється результуючий вектор швидкості теплового потоку, кут якого по відношенню до пластин найбільший саме в нижній частині пічної установки. А, отже, ефект від запропонованого способу керування тут буде максимально можливим.

Також з графіків видно, що температури протилежних пластин, які знаходяться під нульовим потенціалом, збільшуються. Це обумовлено тим, що частина зарядів зворотного знаку відштовхуються від пластин, на які було подано потенціал, викликаючи розшарування теплового потоку і побічний нагрів. Тому інтерес викликає дослідження можливості направлення теплового потоку, що одночасного складатиметься з іонів та електронів, в заданий простір печі для максимальної інтенсифікації процесу теплообміну.

Висновки

Аналіз проведених досліджень показав, що вплив електричного поля на процес формування теплових потоків є незаперечним і помітний навіть при напругах до 1 кВ, як і передбачалось в [1]. Очевидно, що для підвищення ефективності такого способу управління необхідно скласти математичну модель розподілу теплоти всередині пічної установки під дією електричного поля з використанням енергії зарядів обох знаків. Останнє дозволить аналізувати процеси теплообміну і максимально їх інтенсифікувати.

Список літератури

1. Качан Ю. Г. Щодо можливості підвищення енергоефективності нагрівальних печей за рахунок формування теплових потоків просторовими електричними полями / Ю. Г. Качан, В. Л. Коваленко, А. А. Візер // *Металургія : наукові праці ЗДІА*. – Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2013. – Вип. 29. – С. 121–125.
2. Качан Ю. Г. Количественная оценка энергоэффективности камерных печей с выкатным подом / Ю. Г. Качан, В. Л. Коваленко, Ю. Б. Спекторова // *Вісник Хмельницького національного університету*, 2012. – № 3. – С. 66-68.
3. Качан Ю. Г. Математическая модель камерной нагревательной печи / Ю. Г. Качан, В. В. Степкин, Ю. Б. Спекторова // *Енергетика: економія, технології, екологія*, 2011. – № 2. – С. 24-28.
4. Степанов Е. М. Ионизация в пламени и электрическое поле / Е. М. Степанов, Б. Г. Дьячков. – М. : Металлургия., 1968. – 312 с.

Рукопись поступила 12.09.2013 г.

УДК 621.365.2

Корнеев С.В. — к.т.н., доц., Белорусский национальный технический университет, г. Минск

ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОДУГОВЫХ ПЕЧЕЙ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ФУТЕРОВКИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

В работе представлен анализ особенностей тепловой работы футеровки электродуговых печей в различные технологические периоды. Показано, что на основе методов математического моделирования тепловых процессов, возможно прогнозировать энергопотребление печей при переменном графике работы с учетом таких характеристик печи как емкость, материалы футеровки печи, время простоев печи в закрытом и открытом состояниях и т.д. Показаны различия в тепловой работе кислой и основной футеровок электродуговых печей. Представленный подход позволяет проанализировать тепловые потери теплопроводностью и на аккумуляцию кладкой и достаточно точно определять статьи баланса при расчете энергопотребления в различные периоды плавки для печей различной емкости.

Ключевые слова: энергопотребление; электродуговая печь; режим работы; футеровка; моделирование; нагрев; охлаждение.

Введение

Энергопотребление электродуговых печей малой емкости, используемых в машиностроительном комплексе, зависит, в первую очередь, от режима их работы. При стабильном непрерывном режиме работы электродуговых печей удельные тепловые потери через футеровку печи определяются удельной поверхностью ограждающих конструкций и используемыми материалами. Тепловые потери через футеровку печи можно определить, используя данные о температуре кожуха печи и площади его поверхности, однако данные потери не учитывают аккумуляцию теплоты самой кладкой.

Согласно ГОСТ 27729-88, в котором приведены данные, используемые при нормировании расхода электрической энергии в электродуговых печах, печи малой емкости имеют более высокие удельные расходы электрической энергии, чем крупные печи. Это является следствием того, что при уменьшении удельной площади поверхности футеровки печи (при увеличении емкости печи)

снижаются удельные тепловые потери. Вместе с тем, при наличии переменного графика работы оборудования, удельный расход электроэнергии может существенно возрасти.

Постановка задачи

При расчете тепловых балансов электродуговых печей и оценке эффективности их работы наибольшую трудность представляют расчеты тепловых потерь через ограждающие конструкции печи, а также теплоты, аккумулированной футеровкой печи. В отличие от современных электродуговых печей большой емкости, в которых ограждающие конструкции представлены в основном водоохлаждаемыми элементами, печи литейного класса, как правило, имеют стены и свод, выполненные из огнеупорных материалов. Это приводит к накоплению энергии в футеровке печи за период плавки и отдаче части теплоты металлошихте в начальный период последующей плавки. В условиях неполной загрузки оборудования данное обстоятельство сказывается на энергопотреблении печей, так как при продолжительных простоях печи тепловая энергия рассеивается и теряется безвозвратно. В работе поставлена задача оценки влияния тепловой работы футеровки на энергопотребление дуговых печей малой емкости, а также оценки эффективности использования кислой футеровки в сравнении с основной. Решение данной задачи предложено на основе методов математического моделирования тепловых процессов, а также анализа производственных данных.

Характеристики материалов, применяемых для футеровки электродуговых печей

В литейном производстве для электродуговых печей малой емкости широко применяются как кислые, так и основные огнеупоры. Основные огнеупоры применяются при необходимости дефосфорации и десульфурации расплава в печи. В других случаях возможно применение кислых огнеупоров, которые позволяют уменьшить затраты на футеровку печи, так как эти огнеупоры имеют большую стойкость и меньшую стоимость. Кроме того, данные материалы имеют меньшие значения коэффициентов теплопроводности (для кислых в среднем $\lambda=1,64$ Вт/(м·К), а для основных $\lambda=5,59$ Вт/(м·К)) и удельной теплоемкости $0,29$ Вт·ч/(м³·К) против $0,35$ Вт·ч/(м³·К) у основных [1].

Для моделирования тепловой работы футеровки электродуговых печей были определены наиболее типичные для таких печей огнеупорные материалы, которые сведены к материалам на основе MgO, CaO, SiO₂ и Al₂O₃ различной плотности. В таблицах 1, 2 приведены значения коэффициентов теплопроводности и удельной теплоемкости

огнеупорных и теплоизоляционных материалов, применяемых для футеровки электродуговых печей.

Таблица 1

Коэффициенты теплопроводности огнеупорных и теплоизоляционных материалов, применяемых в футеровке электродуговых сталеплавильных печей

№	Огнеупорный материал	Плотность, кг/м ³	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·К)	Источник
1	Периклазовый (магнезитовый) кирпич	2600-2800	$4,7-1,8 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[5]
	Магнезитовый	2900	$5,97-2,94 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[6]
	Высокоплотный магнезитовый	3250	$9,49-5,42 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[6]
2	Шамот	1830-1950	$0,84+0,58 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[5]
	Шамот	1900	$0,7+0,64 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[7]
3	Асбестовый картон	1000-1250	$0,157+0,14 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[3]
	Асбестовый изолирующий картон	720-900	0,11-0,21	[4]
4	Динас	1840-1970	$1,23+0,7 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[5]
	Динас	1900	$1,111+0,14 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[6]
5	Набивная кислая футеровка	1700	$0,815+0,68 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[7]

Таблица 2

Значения удельной теплоемкости огнеупорных и теплоизоляционных материалов, применяемых в футеровке электродуговых сталеплавильных печей

№	Огнеупорный материал	Плотность, кг/м ³	Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·К)	Источник
1	Периклазовый (магнезитовый) кирпич	2600-2800	$1,05+0,29 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[5]
	Периклазовый	-	$1,184+0,098 \cdot 10^{-3} (t+273) - 0,274 \cdot 10^{-5} (t+273)^2$	[6]
2	Шамот	1830-1950	$0,88+0,23 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[5]
	Шамот	1900	$0,865+0,21 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[7]
3	Асбестовый картон	1000-1250	0,835	[3]
4	Динас	1840-1970	$0,84+0,25 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[5]
	Динас	1900-1950	$0,9+0,26 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[2]
5	Набивная кислая футеровка	1700	$0,87+0,19 \cdot 10^{-3} \text{ t}$	[7]

Оценка теплового состояния футеровки печи при ее разогреве и охлаждении

Определение температуры подины в период разогрева и охлаждения печи, а также после загрузки металлошихты выполнили на примере дуговой печи емкостью 6 тонн. Подина состоит из днища (кожуха) толщиной 16 мм, слоя листового асбеста толщиной 10 мм, слоя шамотной засыпки толщиной 10 мм, слоя шамотного кирпича толщиной 65 мм, трех слоев периклазового кирпича общей толщиной

295 мм и набивного рабочего слоя из периклазового порошка толщиной 100 мм.

При расчете нестационарной теплопроводности в подине, состоящей из нескольких слоев с различными теплофизическими характеристиками, использовался метод конечных элементов в двумерной постановке задачи.

Уравнение теплопроводности запишется следующим образом:

$$\rho_j(T) \cdot c_{pj}(T) \cdot \frac{\partial T_j}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{xj}(T_j) \cdot \frac{\partial T_j}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{yj}(T_j) \cdot \frac{\partial T_j}{\partial y} \right),$$

где j – индекс рассматриваемого материала (слои футеровки, кожух), ρ_j – плотность материала; c_{pj} – изобарная теплоемкость материала; T_j – температура; τ – время; x, y, z – координаты; $\lambda_{xj}, \lambda_{yj}, \lambda_{zj}$ – коэффициенты теплопроводности.

В качестве граничного условия в задаче прогрева подины на внутренней поверхности подины была задана температура жидкой стали, равная 1600 °С. Данная температура в реальных условиях плавки обеспечивается, в среднем, уже в середине периода расплавления при появлении на подине жидкого расплава (под дугами температура расплава больше, а на периферии – меньше).

На рисунке 1 представлены результаты расчетов распределения температуры по толщине подины для печей емкостью 6 тонн с основной и кислой футеровками для различных моментов времени.

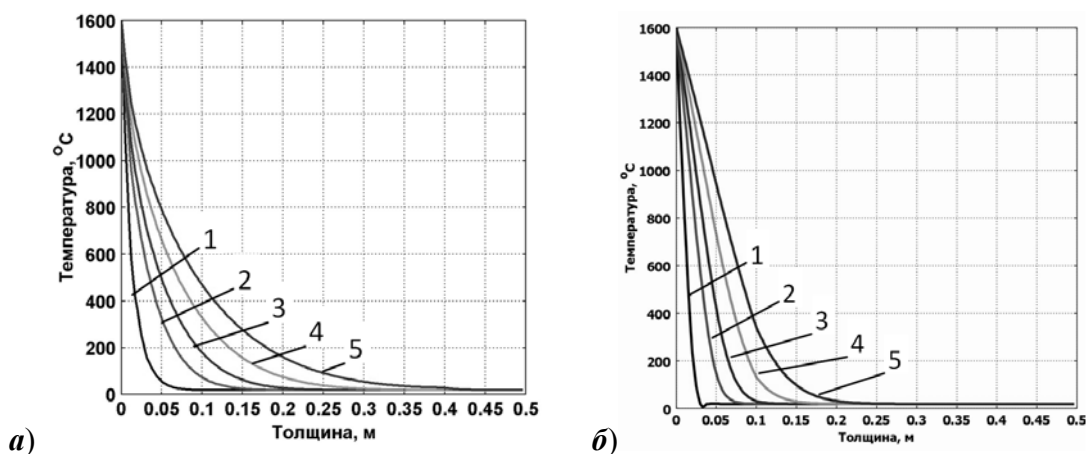


Рис. 1. Распределение температуры по толщине подины при ее разогреве в моменты времени 1 – 100 с, 2 – 500 с, 3 – 1000 с, 4 – 2000 с и 5 – 3600 с для печи емкостью 6 тонн с основной (а) и кислой (б) футеровками

Особенностью коэффициента теплопроводности основных огнеупоров на основе магнезита являются его высокие значения при невысоких температурах и существенное уменьшение при нагреве. Для

кислых футеровок на основе кварцита значения коэффициента теплопроводности при нагреве увеличиваются. Значения коэффициента теплопроводности в разные моменты времени по толщине подины при основной и кислой футеровками представлены на рисунках 2, 3.

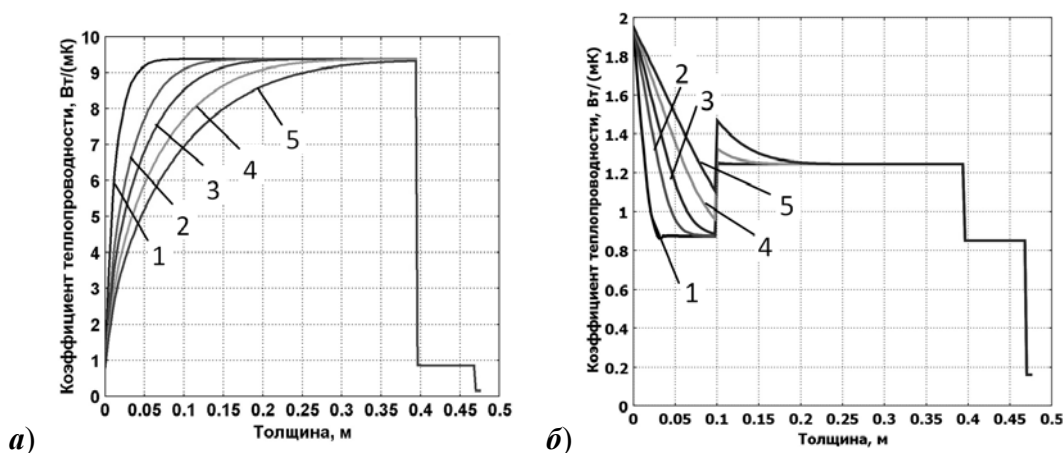


Рис. 2. Значения коэффициента теплопроводности по толщине подины в моменты времени 1 – 100 с, 2 – 500 с, 3 – 1000 с, 4 – 2000 с и 5 – 3600 с для печи емкостью 6 тонн с основной (а) и кислой (б) футеровками

Так как подина практически все время находится в нестационарном состоянии, то тепловой поток может быть значительно большим, чем получаемый при расчете задачи стационарной теплопроводности для многослойной стенки. При этом аккумулированная энергия может использоваться в начальный период плавки, либо безвозвратно теряться при простоях печи.

Среднее расчетное значение теплового потока за период $\tau = 1$ ч составило для подины из основных материалов 60 кВт/м^2 , для кислой подины – $24,5 \text{ кВт/м}^2$. Это свидетельствует о том, что потери на нагрев подины в случае основной футеровки в 2,45 раза больше, чем кислой.

Для анализа процессов нагрева и охлаждения футеровки печи было проведено математическое моделирование процесса нагрева и охлаждения при использовании метода конечных элементов для решения дифференциального уравнения теплопроводности в цилиндрических координатах. Начальное распределение температур в подине, стенах и своде печи принимали с учетом ее разогрева. Температура футеровки принималась равной 100°C , объемная мощность источника тепловыделения задавалась, исходя из максимальной мощности дуги, равной $2,5 \text{ МВт}$. Геометрические размеры приблизительно соответствуют реальным размерам электродуговой печи постоянного тока емкостью 6 тонн.

Разогрев футеровки моделировали, используя ступенчатый график ввода мощности в печь, начиная с максимальной мощности в 2,5 МВт и снижая ее через 2000 с до 1,1 МВт и далее через 2000 с до 0,4 МВт. Далее ввод энергии в печь осуществлялся с постоянной мощностью. При достижении температуры внутренней поверхности стен, равной 1650 °С, разогрев прекращали.

В последующем моделировали охлаждение печи с закрытым сводом. Результаты расчета распределения температур по толщине стенки с течением времени представлены на рисунке 3.

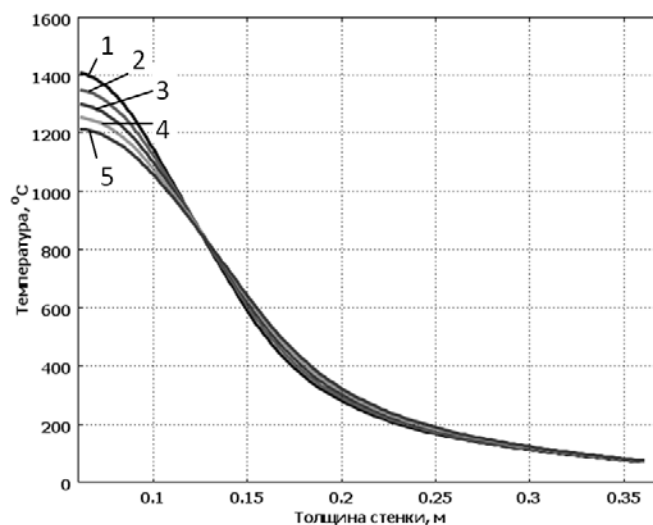


Рис. 3. Распределение температуры по толщине стенки печи при ее остывании в течение 2000 секунд (1 — начальное состояние, 2 — 500 с, 3 — 1000 с, 4 — 1500 с и 5 — 2000 с)

Отметим, что, несмотря на падение температуры внутренней поверхности кладки, среднемассовая температура футеровки остается достаточно высокой на протяжении 4 ч и более.

Особенностью печей малой емкости является использование аккумулированного футеровкой тепла при нагреве металлошихты после загрузки ее в печь.

При моделировании теплового состояния футеровки после загрузки металлошихты необходимо учесть передачу теплоты излучением от футеровки к металлошихте. Для серых тел радиационный поток можно записать в следующем виде:

$$q_j = \varepsilon_j (P_j - \sigma T_j^4),$$

где ε_j — излучательная способность поверхности тела; P_j — полный падающий на поверхность тела радиационный поток; σ — постоянная Стефана-Больцмана; T_j — температура поверхности тела.

Полный падающий на поверхность тела радиационный поток можно представить:

$$P_j = P_{mj} + F_{aj}\sigma T_{aj}^4,$$

где P_{mj} – взаимное излучение, приходящее от всех поверхностей в модели, Вт/м²; F_{aj} – коэффициент облученности, равный доле области пространства, не покрытой другими поверхностями и изменяющийся в пределах от 0 до 1; T_{aj} – температура удаленного источника (среды).

На рисунке 4 представлены результаты расчета падения температуры футеровки после загрузки металлошихты и ее нахождении в рабочем пространстве печи в течение 600 с. Особенности задания коэффициента теплопроводности и удельной теплоемкости металлошихты приведены в работе [8].

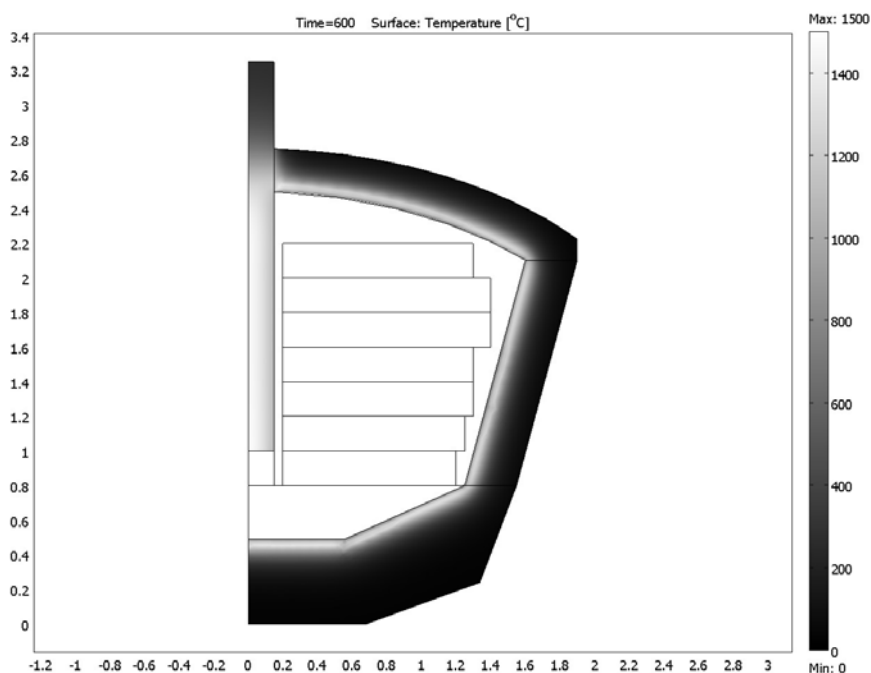


Рис. 4. Температурное поле футеровки печи емкостью 6 тонн после 600 с от загрузки металлошихты

В отличие от охлаждения футеровки печи при остывании с закрытым сводом, при загруженной «холодной» шихте наблюдается быстрое охлаждение внутреннего поверхностного слоя стен и подины, что представлено на рисунке 5.

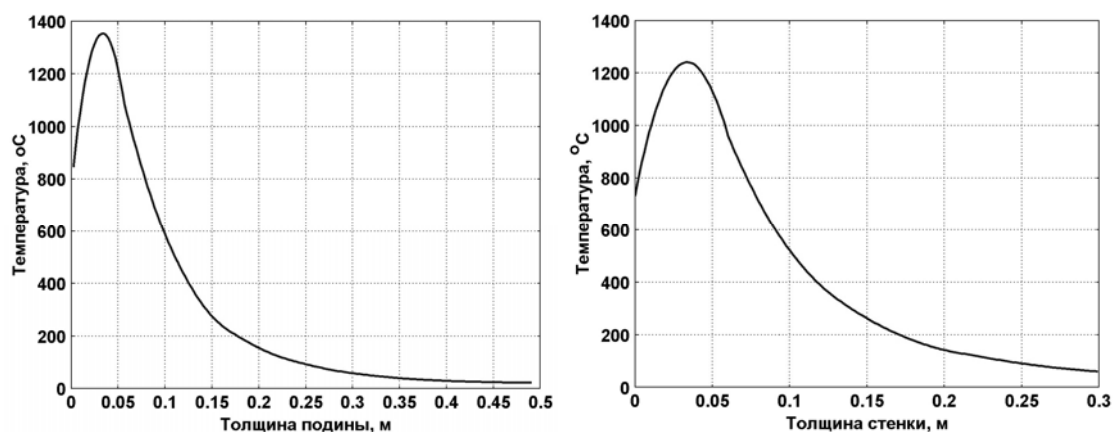


Рис. 5. Распределение температуры в подине и в стенке печи емкостью 6 тонн после 10 минут, прошедших от загрузки металлошихты без подачи энергии в печь

Экспериментальные исследования энергопотребления дуговых печей

Теоретические исследования, приведенные выше, показывают, что за период межплавочного простоя может рассеиваться большое количество энергии, накопленной внутренней частью футеровки печи, даже при закрытом своде и технологическом окне. Эти потери напрямую зависят от времени, прошедшего между плавками. Для определения реальных потерь и зависимости удельного расхода от режима работы цеха были проведены контрольные замеры потребляемой активной и реактивной мощностей за недельный период. Анализировали показатели работы двух электродуговых печей переменного тока емкостью 3 т с основной футеровкой на ОАО «БЭЗ» (Республика Беларусь). Данные по 9 плавкам сведены в диаграмму, представленную на рисунке 6.

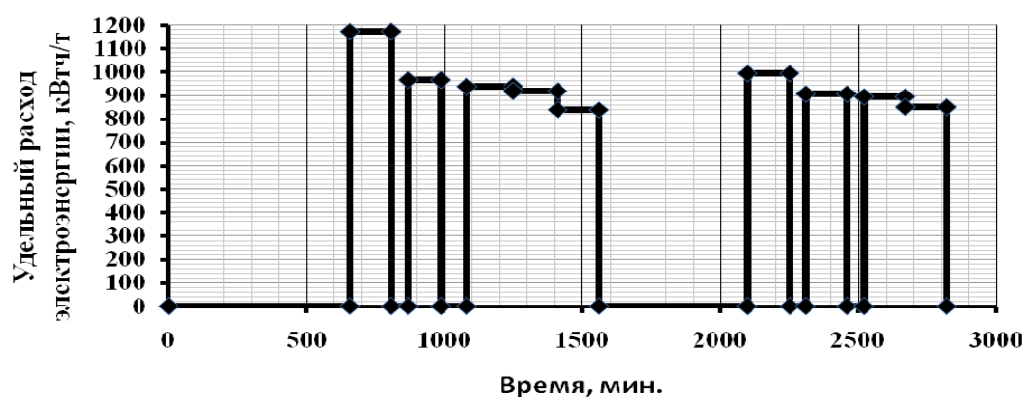


Рис. 6. Зависимость удельного расхода электрической энергии на плавку от времени межплавочных простоев

Как следует из диаграммы (рис. 6), при непрерывной работе печи удельный расход электрической энергии приближается к значениям в 800 кВт·ч/т (минимальное значение составило 841 кВт·ч/т). После длительных простоев (более 10 часов) удельный расход электрической энергии увеличивается и приближается к 1200 кВт·ч/т.

Так как после простоя в течение 9 ч удельный расход составил 995,8 кВт·ч/т, то расход в 1200 кВт·ч/т после более 10 ч простоев можно считать максимальным и характерным для разогрева печи с «холодного» состояния.

Тогда, учитывая время простоев между соседними плавками, удельный расход электрической энергии для данных печей можно записать в следующем виде:

$$q = q_1 + n \cdot k + m \cdot k_1 \leq q_2,$$

где q_1 – удельный расход электрической энергии при непрерывном режиме работы печи заданной емкости при выплавке определенной группы марок стали, кВт·ч/т; q_2 – удельный расход электрической энергии при первой плавке из «холодного» состояния, кВт·ч/т; n , m – коэффициенты, зависящие от типа футеровки и конструктивных особенностей печи; k – количество часов простоя закрытой печи; k_1 – количество часов простоя открытой печи.

Для рассматриваемого случая (печь емкостью 3 т с основной футеровкой) в соответствии с результатами, полученными при исследовании тепловой работы печей, выражение запишем в виде:

$$q = 800 + 22 \cdot k + 120 \cdot k_1 \leq 1200 \text{ кВт·ч/т.}$$

Средний удельный расход по 9-ти представленным плавкам (рис. 6) составил 942,6 кВт·ч/т, а превышение среднего удельного расхода над минимальным расходом на данных плавках составило 101,6 кВт·ч/т.

Выводы

Показаны различия в тепловой работе кислой и основной футеровок электродуговых печей, а также необходимость учета режима работы печей при прогнозировании удельного расхода электрической энергии. Представленный подход позволяет проанализировать тепловые потери теплопроводностью и на аккумуляцию кладкой и достаточно точно определять данные статьи баланса при расчете энергопотребления в различные периоды плавки для печей различной емкости. Средний расход электрической энергии в реальных производственных условиях существенно зависит от режима работы печей, а, следовательно, для оптимизации расходов и уменьшения себестоимости стали для углеродистых и низколегированных марок, доля затрат на энерго-

носители для которых существенна, следует обеспечивать минимально возможные простои между плавками.

Список литературы

1. Кудрин В.А. Перспективы использования кислых сталеплавильных процессов // Сталь. – № 11. – 2001. – С. 15–17.
2. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники. – М. : Атомиздат, 1967. – 474 с.
3. Василькова С.Б. и др. Расчёт нагревательных и термических печей. Справочное издание. – М. : Metallurgiya, 1983. – 480 с.
4. Физические величины. Справочник. А.П. Бабичев, Н.А. Бабушкина, А.М. Братковский и др.; Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 1232 с.
5. Губинский В.И. Metallургические печи: Учеб. пособие. – Днепропетровск: НМетАУ, 2006. – 85 с.
6. Факторович Л.М. Тепловая изоляция. – Л.: Недра, 1966. – 82 с.
7. Сойфер В.М. Выплавка стали в кислых электропечах. – М.: Машиностроение, 2009. – 480 с.
8. Тимошпольский В.И., Корнеев С.В. Влияние геометрических и теплофизических параметров шихтовых материалов на скорость их нагрева // Сборник материалов 5-й Международной технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» (БНТУ, г. Минск, 2007). – Т.1. Мн., 2007. – С. 236–241.

Рукопись поступила 29.08.2013 г.

УДК 621.039: 533.6

Кошельнік О.В. — к.т.н., доц., с.н.с. відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

РОЗРОБКА ВОДНЕВИХ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ СИСТЕМ ДЛЯ ГЕНЕРАЦІЇ ПІКОВОЇ ПОТУЖНОСТІ

Для забезпечення експлуатації енергоблоків ТЕС при змінній потужності запропоновано застосування водневих технологій для трансформації надлишку електричної енергії, що може бути вироблена в «провальні» періоди енергоспоживання за допомогою електролізу у водень і кисень. Розроблено та проаналізовано принципові схеми водневих пікових енергоблоків різної компоновки. Запропоновано введення додаткової системи перегріву енергоносія з водневою турбіною, що дозволяє підвищити ККД комбінованого паротурбінного циклу та забезпечити високу маневреність і додаткове вироблення електроенергії в порівнянні з базовим варіантом навантаження енергоблоку. Розроблено схему для реалізації даного циклу з водневою турбіною та електрохімічним генератором водню високого тиску.

Ключові слова: енергоблок; пікова потужність; енергоперетворюючі системи; водневі технології.

Вступ

Підвищення ефективності використання енергії у всіх галузях промисловості є пріоритетним напрямком забезпечення конкурентноздатності української економіки у світовому співтоваристві. За різними оцінками потенціал енергозбереження в Україні становить від 35 до 48 % від усього обсягу спожитих паливно-енергетичних ресурсів [1]. Тому політика підвищення енергоефективності на всіх етапах виробництва й споживання енергії є важливим чинником забезпечення енергетичної безпеки держав.

Актуальність проблеми застосування водневих технологій в різних галузях промисловості та енергетиці викликає підвищений інтерес в багатьох країнах світу. При цьому основними тенденціями є зниження витрат енергії, підвищення ККД пристроїв, експлуатаційної надійності технологічного обладнання та забезпечення його стабільної роботи, а також зменшення забруднення довкілля. Напрацьовані на сьогоднішній день теоретичні та експериментальні дані дозволяють переходити до створення ефективних енергоперетворюючих водневих комплексів різного цільового призначення [2, 3].

Постановка задачі

Сучасні тенденції зміни структури споживання електричної енергії ставлять перед енергетиками завдання розробки ефективних засобів покриття пікової потужності. В Україні маневрові потужності ТЕС, що покликані забезпечувати покриття максимуму навантаження в пікові години та регулювання навантаження в інший час, становлять близько 10 % від загальної потужності енергосистеми. Через недостатку традиційних джерел маневрених потужностей для покриття пікових навантажень використовуються енергоблоки ТЕС і ТЕЦ. Оскільки ці блоки спроектовані для роботи в базовому режимі, їх використання в маневрених режимах різко збільшує витрату палива й знижує економічність енергоблоків, а також призводить до підвищеного спрацювання устаткування. Також в енергосистему крім базисних електростанцій вводяться полубазисні й пікові електростанції, що працюють на органічному паливі з невисоким ККД.

Таким чином, важливим завданням для енергетики України є забезпечення надійної роботи енергетичного устаткування в широкому діапазоні регулювання потужності. Одним із варіантів вирішення даної проблеми є створення схем високоманеврених пікових енергоблоків, в яких водень застосовується як додатковий енергоносіє. Але в той же час використання водню потребує вирішення широкого кола завдань, пов'язаних з особливостями його застосування в енергоперетворюючих системах.

Мета роботи полягає в розробці та обґрунтуванні доцільності використання енергоперетворюючих водневих систем для генерації пікової потужності ТЕС.

Викладення основного матеріалу дослідження

Як один із перспективних варіантів використання водню на ТЕС і ТЕЦ розглядається застосування водневих технологій для трансформації надлишку електричної енергії, що може бути вироблена в «провальні» періоди енергоспоживання (нічні години роботи енергоблоків, у вихідні та святкові дні) за допомогою електролізу у водень і кисень для забезпечення експлуатації енергоблоків при змінній потужності [4]. При цьому частина водню, що генерується, може бути використана також в якості газу для підсвічування на твердопаливних ТЕС. Надлишок водню може бути спрямований в існуючу газотранспортну мережу та служити акумулятором водню досить великої ємності. При вмісті водню в суміші із природним газом, на рівні 3 – 5 % за обсягом, не потрібні зміни технології її використання [5]. Загальна продуктивність електролізерів, що використовують «провальну» електроенергію й число годин у році, протя-

гом яких може використовуватися ця електроенергія, визначаються графіком навантаження.

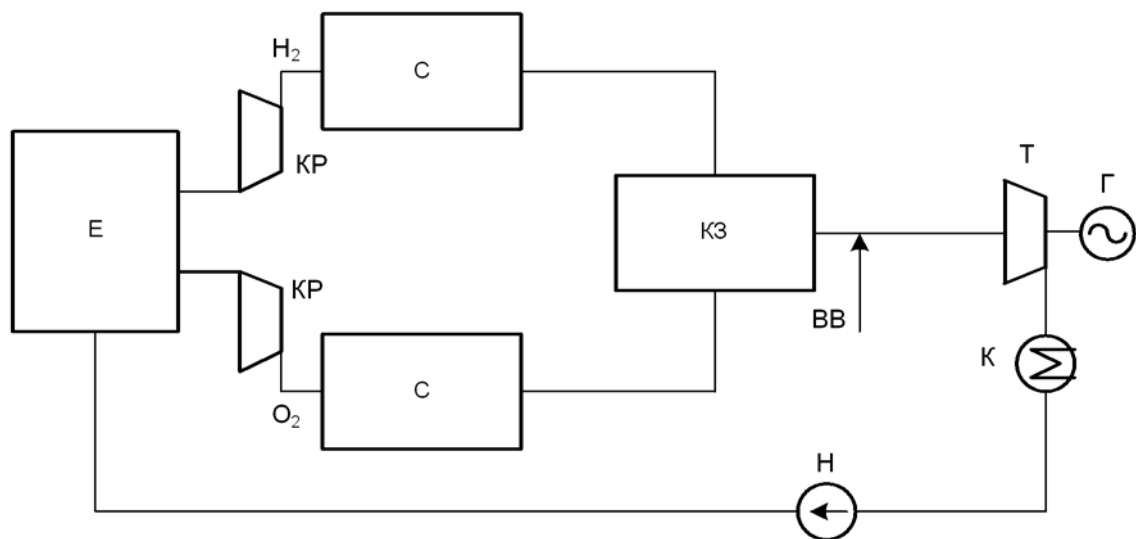
Для енергоблоків ТЕС цей час складає біля 4000 годин на рік. У нічні часи енергоблоки ТЕС потужністю 300 МВт розвантажуються до 110 – 130 МВт і нижче, працюючи зі зниженим ККД (до 27 %) і підвищеним зношуванням деталей проточної частини турбін [4]. Стосовно базового навантаження 300 МВт виробництво електроенергії знижується на 35 – 40 %, тобто з'являється резерв виробництва електроенергії, так звана «провальна» електроенергія, що пов'язано з тим, що її не можна використовувати в енергетичній системі України.

На рис. 1, а наведено принципову схему водневого пікового енергоблоку з паровою турбіною без парогенератора, а на рис. 1, б аналогічну схему з використанням парової турбіни та парогенератора. Розглянемо принцип роботи схеми, зображеної на рис. 1, б. Виробництво водню й кисню здійснюється в години провалу навантаження шляхом електролізу води. При тиску $P_{\text{ел}}$ газу стискуються до величини P_2^* компресорами КР і направляються в сховище водню і кисню С. Під час пікового навантаження водень і кисень з тиском P_2^* поступають в камеру згоряння КЗ. Перегріта водяна пара з високою температурою змішується в камері змішування з водяною парою, що має температуру T_0 і парою із парогенератора ПГ при тиску P_2 . В результаті чого пара перегрівається, при цьому її параметри змінюються від P_2 , T_0 до P_2 , T_k . Перегріта пара надходить у турбіну Т, де, при розширенні, здійснює роботу, а її параметри приймають значення P_1 і T_1 .

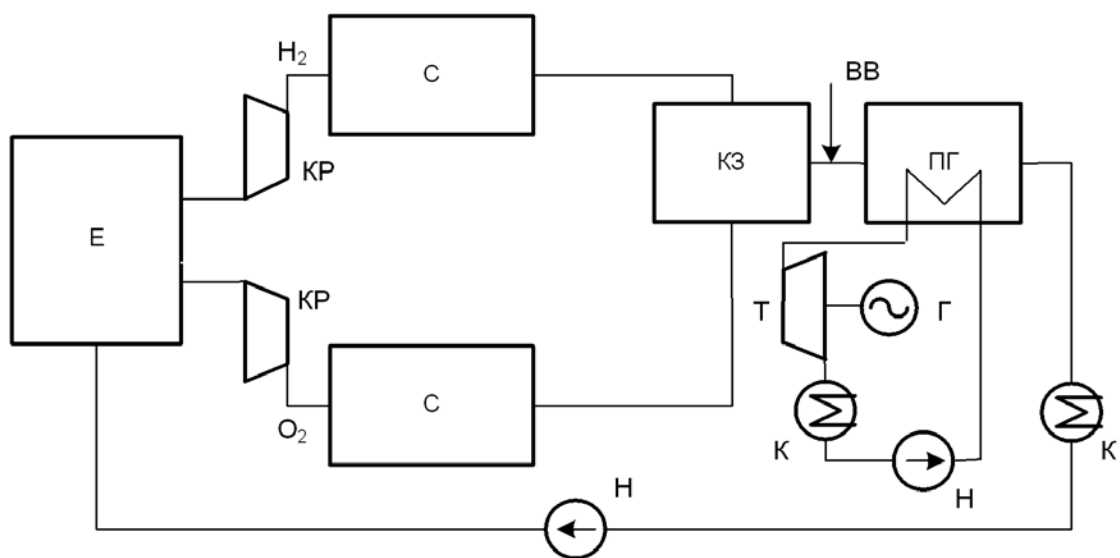
Були виконані техніко-економічні розрахунки для двох варіантів водневих енергоблоків з наступними параметрами: тиск в електролізері – 4 МПа, в газосховищі – 20 МПа, в камері згоряння – 10 МПа для схеми без парогенератора та 0,1 МПа – з парогенератором. При цьому потужність парової турбіни склала для першого варіанту на 7,5 % більше в порівнянні з другим варіантом схеми. За результатами розрахунків ККД нетто пікової установки склав 22 % для схеми без парогенератора, 21 % – для схеми з парогенератором.

Одним із засобів підвищення ефективності роботи схем для вироблення пікової потужності може бути введення додаткової системи перегріву енергоносія з водневою турбіною. Схему для реалізації даного циклу з водневою турбіною та електрохімічним генератором водню високого тиску, наведено на рис. 2.

Її застосування дозволить підвищити ККД комбінованого паротурбінного циклу на 3 – 5 % та забезпечити високу маневреність і додаткове вироблення електроенергії в кількості 15 – 17 % в порівнянні з базовим варіантом навантаження енергоблоку.



а



б

Рис. 1. Принципові схеми водневих пікових енергоблоків: Е – електролізер;
 КР – компресор; С – сховище водню та кисню; КЗ – камера згоряння;
 ВВ – вприскування води; ПГ – парогенератор; Т – турбіна;
 К – конденсатор; Г – генератор; Н – насос

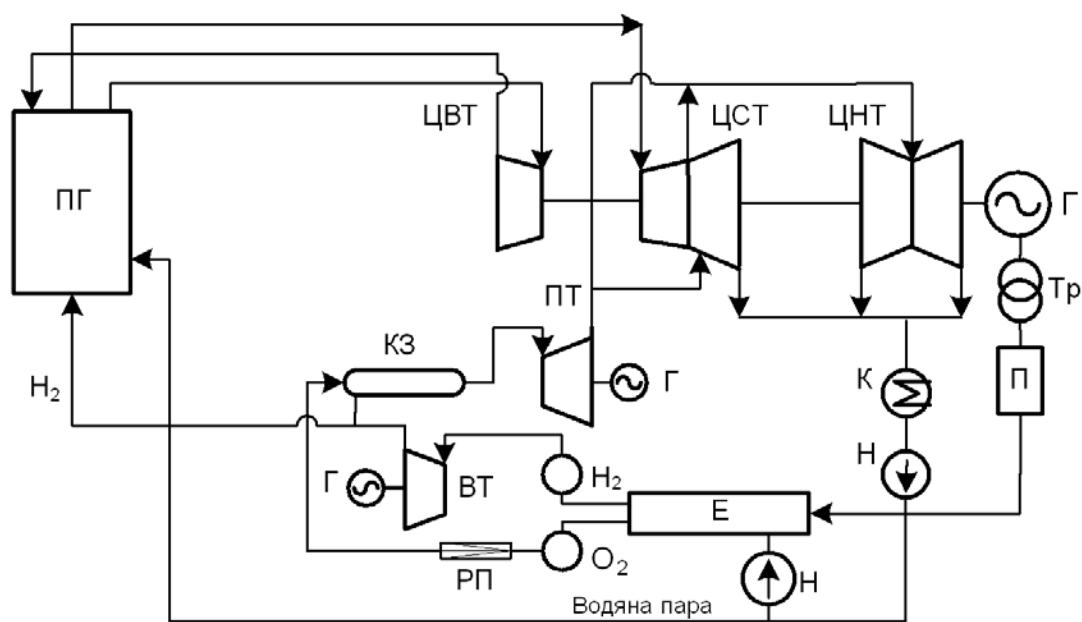


Рис.2. Принципова схема високоманевреного енергоблоку з додатковою системою перегріву енергоносія та водневою турбоустановкою:
 ПГ – парогенератор; Е – електролізер; КЗ – камера згоряння; ЦВТ – циліндр високого тиску; ЦСТ – циліндр середнього тиску; ЦНТ – циліндр низького тиску; ВТ – воднева турбіна; ПТ – пікова турбіна;
 К – конденсатор; Г – генератор; Н – насос; РП – редуційний пристрій; Тр – трансформатор; П – електричний перетворювач

Загальна продуктивність електролізерів, що використовують «провальну» електроенергію та число годин у році, протягом яких може використовуватися ця електроенергія, визначаються балансом режимів електрогенерації та електроспоживання, що становить технологічну ув'язку роботи енергосистеми в цілому.

При сьогоdnішній кон'юнктурі цін на природний газ і стійкій тенденції до їх збільшення вартість одиниці енергії, що одержується шляхом електролізу, наближається до вартості аналогічного показника природного газу за умови, що для виробництва водню використовується електроенергія, яка відбирається для забезпечення власних потреб ТЕС по внутрішньостанційній собівартості, що на 10 – 15 % нижче оптової закупівельної ціни.

В ІПМаш НАН України розроблено технологію електролізу води в електрохімічному генераторі водню і кисню з газопоглинаючим електродом [6, 7]. Витрати електроенергії на генерацію 1 м³ водню і 0,5 м³ кисню складають від 3,65 до 5,47 кВт·год/м³ (в діапазоні температур 333 – 398 К при тиску 0,1 – 0,38 МПа). Дану технологію може бути застосовано в схемах високоманеврених енергоблоків ТЕС.

Економічний ефект від впровадження запропонованої технології з урахуванням вартості перевитрати первинного палива при роботі блоків на режимах пуск-останов і часткових навантаженнях, може бути розрахований шляхом оцінки вартісних показників економії палива за рахунок різниці питомих витрат палива при несенні розрахункового базового навантаження та усередненого, на протязі року, при роботі в умовах реальної експлуатації.

Висновки

Таким чином, запропонована схема забезпечує: високі маневрені характеристики енергоблоків, що дозволяє використовувати їх для покриття пікових потужностей та забезпечення необхідної якості електроенергії в електромережі; підвищення ефективності використання палива в період роботи пікової надбудови зі зменшенням його питомого споживання на вироблену кВт·год електричної енергії не менш, ніж на 12 – 17 %; підвищення потужності енергоблоків на 10 – 15 %.

Окрім того використання даної схеми забезпечить: зменшення капітальних витрат на створення пікової потужності в порівнянні із гідроакumuлюючими або газотурбінними електростанціями; більш високий коефіцієнт використання палива; швидкий набір навантаження енергоблоку.

На основі проведеного аналізу можливостей підвищення ефективності роботи енергоблоків можна зробити висновок про те, що доцільність і масштаби реалізації подібних енергоустановок можуть бути визначені в результаті їх детального конструкторського пророблення й відповідного техніко-економічного аналізу.

Список літератури

1. Стратегія енергозбереження в Україні: аналітично-довідкові матеріали в 2-х т. / За ред. В.А. Жовтянського, М.М. Кулика, Б.С. Стогнія. – К.: Академперіодика, 2006. – Т.1: Загальні засади енергозбереження. – 510 с.
2. Развитие водородгидридной техники и технологии / В.В. Соловей, В.М. Кошельник, Ю.Ф. Шмалько, А.В. Кошельник // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2006. – № 1. – С. 31–37.
3. Veziroglu T.N. Hydrogen energy system as a permanent solution to global energy-environmental problems / T.N. Veziroglu // Альтернативная энергетика и экология. – 2002. – № 1. – С. 8-18.
4. Научные основы создания газотурбинных установок с термохимическим сжатием рабочего тела / Ю.М. Мацевитый, В.В. Соловей, В.Н. Голощапов, А.В. Русанов. – Київ: Наукова думка, 2011. – 252 с.

5. Методы хранения водорода и возможности использования металлогидридов / Б.П. Тарасов, В.В. Бурнашева, М.В. Лотоцкий [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – № 12. – С. 14–37.

6. Повышение эффективности процесса генерации водорода в электролизерах с газопоглощающим электродом / В.В. Соловей, А.А. Шевченко, И.А. Воробьева [и др.]. – Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2008. – Вып. 43. – С. 69–72.

7. Пат. № 90421 України МПК⁵¹, C25B 1/02; C25B 1/04; C25B 1/12. Електролізна установка для одержання водню і кисню високого тиску / В.В. Соловей, О.І. Івановський, А.А. Шевченко [и др.]. – Опубл. 26.04.2010, Бюл. № 8. – 5 с.

Рукопис надійшов 09.02.2013 р.

УДК 631.438

Кремнев В.Е. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Адаменко Д.С. — к.т.н., доц., НМетАУ

Кремнева Е.В. — асс., НМетАУ

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Проведен эксергетический анализ существующих систем теплоснабжения. Сравнение проведено для: централизованной системы теплоснабжения от водогрейных котлов; для закрытых систем теплоснабжения, подключение абонентов в которых, осуществляется через теплообменник; систем теплоснабжения использующих в качестве источника теплоты тепловой насос. Подробно рассмотрена методика эксергетического анализа для указанных систем. Показано, что замена водогрейных котлов, отапливаемых природным газом, тепловыми насосами, целесообразно при значениях удельного расхода природного газа более $0,11 \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{час})$. Предложен критерий для сравнения систем теплоснабжения от теплообменника и от теплового насоса. Показано, что с точки зрения эксергетического анализа, повышающая термотрансформация теплоты в тепловом насосе, более эффективна, чем понижающая термотрансформация в теплообменнике.

Ключевые слова: эксергетический анализ; система теплоснабжения; водогрейный котел, теплообменник; тепловой насос; термотрансформация.

Введение

Первичные виды топлива обладают высоким потенциалом возможности преобразования в механическую энергию, однако в существующих схемах использования топлива этот потенциал не всегда реализуется в полной мере.

Хорошие перспективы эффективного использования топлива в системах теплоснабжения открывает применение когенерационных систем, что позволяет полнее использовать механический потенциал топлива [1, 2].

Существует также способ теплоснабжения с использованием тепловых насосов, который предполагает формирование греющего теплоносителя с минимальными затратами эксергии. В этом случае эк-

сергия отбирается из естественных или сбросных источников теплоты, температурный потенциал которых повышается за счет добавления некоторой части дополнительной эксергии от внешних источников, необходимой для компенсации затрат на повышающую термотрансформацию [3 – 5].

Постановка задачи исследования

В отличие от большинства существующих источников теплоты, тепловые насосы не снижают температурный уровень потоков энергии, а повышают его, что делает возможным использовать ранее не использованные источники низкопотенциальной энергии.

Однако недостатком систем теплоснабжения с тепловыми насосами является высокая стоимость капитальных затрат, составляющая от 300 до 1000 \$США за 1 кВт установленной мощности.

В задачу данной работы входило проведение эксергетического анализа существующих систем теплоснабжения: централизованной системы теплоснабжения от водогрейных котлов; для закрытых систем теплоснабжения подключение абонентов, в которых осуществляется через теплообменник; систем теплоснабжения, использующих в качестве источника теплоты тепловой насос. Сравнение систем теплоснабжения от теплообменника и от теплового насоса осуществлялось в соответствии с предложенным критерием.

Разработка методики исследований

В настоящее время существуют несколько схем теплоснабжения: от теплогенератора в виде водогрейного или парового котла, от бойлера с покупным сетевым теплоносителем и от теплового насоса.

Схему эксергетических преобразований в теплогенераторе можно представить в виде рис. 1.

Эксергетическую эффективность теплогенераторов можно рассчитывать как эксергетический к.п.д. преобразования топлива в теплопроизводительность котлоагрегата, в этом случае эксергетический к.п.д. представляет собой отношение потока эксергии полученного в теплогенераторе теплоносителя, $E_{\text{теп}}$ к потоку эксергии топлива $E_{\text{топ}}$:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{E_{\text{теп}}}{E_{\text{топ}}}. \quad (1)$$

Поток эксергии теплоносителя может быть определен, как разность потоков эксергии теплоносителя по термическим параметрам состояния на выходе и входе в теплогенератор:

$$E_{\text{теп}} = E_{\text{вых}}^T - E_{\text{вх}}^T. \quad (2)$$

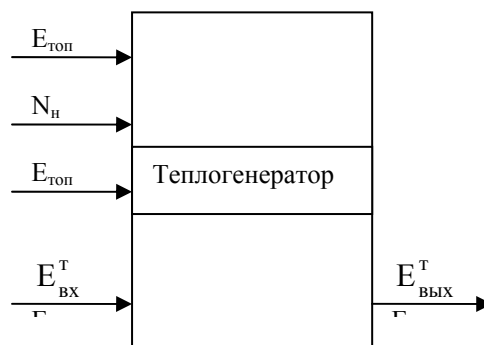


Рис. 1 Схема эксергетических преобразований теплогенератора

Эксергия потока вещества может быть определена по формуле:

$$E = i - i_{\text{oc}} - T_{\text{oc}}(S_1 - S_{\text{oc}}) + \frac{c^2}{2} + gz. \quad (3)$$

Изменением кинетической и потенциальной энергий, как правило пренебрегают. После преобразований выражение для эксергетического к.п.д. теплогенератора можно привести к виду:

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{тг}} = \Phi \cdot \delta_{\text{т}}, \quad (4)$$

где Φ – коэффициент, характеризующий преобразование эксергии топлива в тепловой поток теплоносителя; $\delta_{\text{т}}$ – эксергетическая функция для потока теплоносителя:

$$\Phi = \frac{1}{\alpha_{\text{Е}} \cdot Q_{\text{В}}^{\text{р}} \cdot g + a_{\text{н}}}, \quad (5)$$

где $\alpha_{\text{Е}}$ – коэффициент, учитывающий долю эксергии в теплоте сгорания, для газа $\alpha_{\text{Е}} = 0,95$, для жидких топлив $\alpha_{\text{Е}} = 0,975$; $Q_{\text{В}}^{\text{р}}$ – высшая теплота сгорания топлива; g – удельный расход топлива на 1 кВт теплопроизводительности теплогенератора; $a_{\text{н}}$ – удельный расход электроэнергии на привод оборудования в границах рассматриваемой системы (дутьевые вентиляторы, насосы).

Эксергетическая функция для потока нагреваемой среды представляет собой долю изменения эксергии потока в изменении энтальпии:

$$\delta_{\text{т}} = \frac{E^T_{\text{вых}} - E^T_{\text{вх}}}{i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}}}. \quad (6)$$

Для жидких сред уравнение (6) можно представить в виде:

$$\delta_T = 1 - \frac{c_m \cdot T_{oc} \cdot \ln \frac{T_{ВЫХ}}{T_{ВХ}}}{c_m (T_{ВЫХ} - T_{ВХ}) + \frac{P_{ВЫХ} - P_{ВХ}}{\rho_m}}. \quad (7)$$

Иначе эксергетический к.п.д. теплогенераторов, зная температуры продуктов сгорания и получаемого теплоносителя, приближенно (без учета затрат мощности на собственные нужды) можно вычислить с использованием коэффициента Карно:

$$\eta_{ex} = \frac{I_{теп}}{I_{п.с}} = \frac{\delta}{g \cdot \rho_{п.г} \cdot V_{п.г} \cdot \left(1 - \frac{T_{п.г}}{T_0}\right)} \cdot \eta, \quad (8)$$

где $\rho_{п.г}$, $V_{п.г}$, $T_{п.г}$ – соответственно плотность продуктов сгорания, объем продуктов сгорания единицы топлива, среднеинтегральная температура продуктов сгорания; η – тепловой к.п.д. теплогенератора.

Как показывает практика, эксергетический к.п.д. теплогенераторов находится в диапазоне 0,5...0,7 и увеличивается с уменьшением температуры продуктов сгорания и увеличением среднеинтегральной температуры получаемого теплоносителя.

В случае получения теплоносителя системы теплоснабжения в бойлере потребителя с использованием покупного сетевого теплоносителя, схема эксергетических преобразований соответствует поверхностному теплообменному аппарату. Входным эксергетическим потоком, в данном случае, будет являться разность потоков эксергии сетевого теплоносителя на входе и выходе из бойлера:

$$E^{с.т} = E_{ВЫХ}^{с.т} - E_{ВХ}^{с.т}. \quad (9)$$

Тогда эксергетический к.п.д. составит:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{теп}}{E^{с.т}} = \frac{E_{ВЫХ}^T - E_{ВХ}^T}{E_{ВЫХ}^{с.т} - E_{ВХ}^{с.т}}, \quad (10)$$

где $E_{ВЫХ}^{с.т}$ и $E_{ВХ}^{с.т}$ – эксергетический поток сетевого теплоносителя в соответствующих сечениях.

После преобразований значение эксергетического к.п.д. может быть определено из выражения:

$$\eta_{ex}^{\delta} = \Phi_{\delta} \cdot \delta_T, \quad \text{где} \quad \Phi_{\delta} = \frac{1}{a_{\delta} \cdot \delta_{с.т}}. \quad (11-12)$$

Здесь $a_{\delta} = 1,05...1,1$ – коэффициент, учитывающий потери тепла в бойлере; $\delta_{с.т}$ – эксергетическая функция для сетевого теплоносителя в

границах рассматриваемой системы (от входа до выхода из бойлера), определяемая из соотношения:

$$\delta_{с.т} = \frac{E_{ВЫХ}^{с.т} - E_{ВХ}^{с.т}}{i_{ВХ}^{с.т} - i_{ВЫХ}^{с.т}}. \quad (13)$$

Для жидких сред при расчете $\delta_{с.т}$ можно использовать выражение (7).

Эксергетический к.п.д. теплообменников достаточно высок, находится в пределах 0,6...0,75, увеличивается при уменьшении температурного перепада между теплоносителями бойлера.

В случае использования в качестве источника теплоты в системе теплоснабжения теплового насоса, эксергетическая эффективность может быть рассчитана как отношение потока эксергии продукта системы, $E_{пр}$ к потоку эксергии, вносимому в систему для получения этого продукта, $E_{затр.} = E_{ВХ}$:

$$\eta_{ex}^{т.н.} = \frac{E_{пр}}{E_{затр.}}. \quad (14)$$

Расчетная схема теплонасосной установки представлена на рис. 2, а схема эксергетических преобразований в рассматриваемой системе, представлена на рис. 3.

Для данной схемы эксергетических преобразований изменение потока эксергии продукта:

$$E_{пр} = E_{2п} - E_{1п}. \quad (15)$$

Затраченный поток эксергии:

$$E_{затр.} = (E_{1и} - E_{2и}) + N_k + N_n, \quad (16)$$

где $E_{2п}$, $E_{1п}$ – потоки эксергии нагреваемой среды (теплоносителя потребителя) по термическим параметрам состояния на входе и выходе в систему; $E_{1и}$, $E_{2и}$ – потоки эксергии низкотемпературного источника теплоты (утилизируемой среды) по термическим параметрам состояния на входе и выходе из системы; N_k , N_n – потребляемая мощность привода компрессора и насоса подачи низкотемпературной среды в испаритель.

После преобразований выражение для эксергетического к.п.д. теплового насоса приобретает вид:

$$\eta_{ex}^{тн} = \frac{k \cdot \delta_{п}}{1 + \delta_{и} (k - 1)}, \quad (17)$$

где k – коэффициент преобразования теплоты теплового насоса (С.О.Р.); $\delta_{п}$ и $\delta_{и}$ – эксергетические функции для теплоносителя потребителя и низкотемпературной среды.

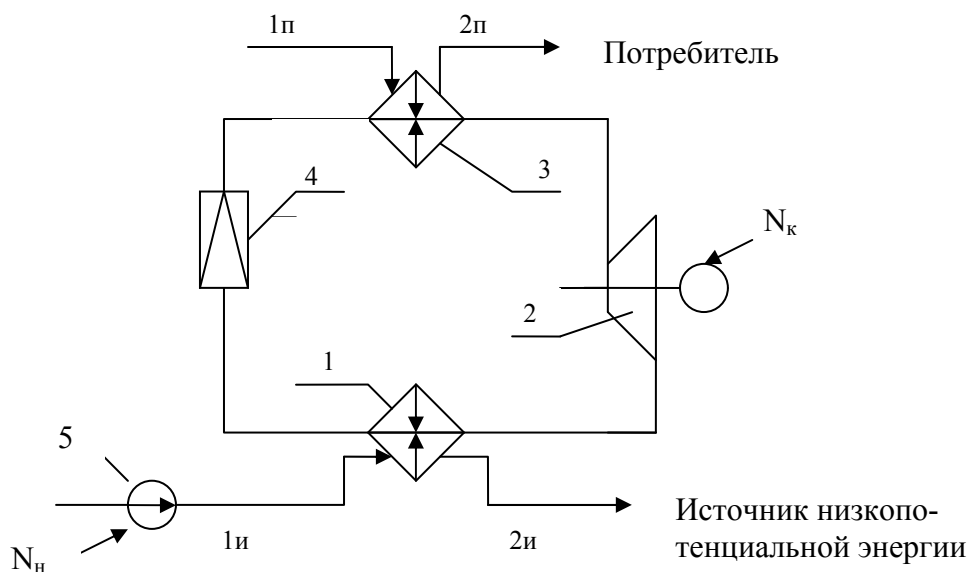


Рис. 2. Расчетная схема теплонасосной установки
1 – испаритель теплового насоса; 2 – компрессор; 3 – конденсатор;
4 – дроссельный вентиль; 5 – насос подачи среды с низкой температурой, (утилизируемой среды).

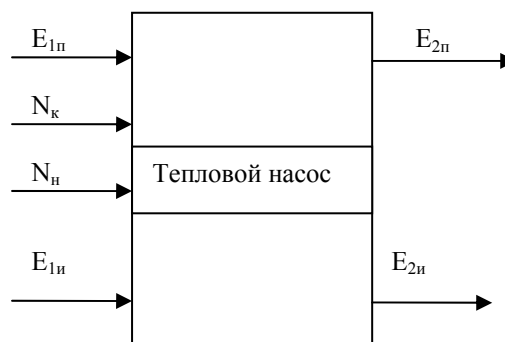


Рис. 3. Схема эксергетических преобразований в тепловом насосе

Эксергетические функции представляют собой долю изменения эксергии в изменении энтальпии теплоносителей.

Для теплоносителя потребителя:

$$\delta_{\text{п}} = \frac{E_{2\text{п}} - E_{1\text{п}}}{i_{2\text{п}} - i_{1\text{п}}}. \quad (18)$$

Для низкотемпературного теплоносителя:

$$\delta_{\text{и}} = \frac{E_{1\text{и}} - E_{2\text{и}}}{i_{1\text{и}} - i_{2\text{и}}}, \quad (19)$$

где $E_{2п}; E_{1п}; E_{1и}; E_{2и}$ – удельная эксергия теплоносителя потребителя и низкотемпературной среды в соответствующих сечениях; $i_{2п}; i_{1п}; i_{1и}; i_{2и}$ – энтальпии теплоносителя потребителя и низкотемпературной среды в соответствующих сечениях.

Для жидких сред уравнения (18) и (19) можно представить в виде (7).

При использовании в качестве теплоносителя потребителем газовых сред или применении их в качестве низкотемпературных источников тепла, в условиях идеально-газового состояния, уравнения (18) и (19) можно представить в виде:

$$\delta_{п} = 1 - \frac{T_{ос} \cdot c_p \ln \frac{T_{2п}}{T_{1п}} - R \ln \frac{P_{2п}}{P_{1п}}}{c_p (T_{2п} - T_{1п})}; \quad (20)$$

$$\delta_{п} = 1 - \frac{T_{ос} \cdot c_p \ln \frac{T_{1и}}{T_{2и}} - R \ln \frac{P_{1и}}{P_{2и}}}{c_p (T_{1и} - T_{2и})}, \quad (21)$$

где c_p – массовая изобарная средняя теплоемкость газа в интервале температур процесса; R – газовая постоянная.

Если параметры низкотемпературной среды близки к соответствующим величинам окружающей среды, то эксергией среды пренебрегают, считают $E_{1и} = 0$. При отсутствии последующего использования эксергетического потенциала низкотемпературной среды его можно отнести к эксергетическим потерям.

Анализ полученных результатов

Таким образом, при сравнении традиционных систем теплоснабжения с теплоснабжением от теплонасосных установок уровень эксергетической эффективности определяется произведением $\delta\Phi$. При одинаковых значениях δ определяющим фактором становится Φ .

Для одинаковых условий нагрева среды потребителя соотношения эксергетических к.п.д. для систем теплоснабжения с теплогенератором и с тепловым насосом будет выражаться в виде:

$$\frac{\eta_{ex}^{т.н.}}{\eta_{ex}^{т.г.}} = \frac{k}{\alpha_E \cdot Q_B^p \cdot g + a_n}. \quad (22)$$

В соответствии с (22) отношение эксергетических к.п.д. становится больше единицы уже при значениях $k > 0,9$ (в случае отопления теплогенератора природным газом при $g = 0,11 \text{ м}^3/\text{кВт} \cdot \text{ч}$) в то время

как коэффициент преобразования теплоты современных тепловых насосов имеет значения $\kappa = 3 \dots 5$.

При сравнении с бойлером, обогреваемым покупным теплоносителем, отношение эксергетических к.п.д.:

$$\frac{\eta_{\text{ex}}^{\text{т.н.}}}{\eta_{\text{ex}}^{\text{б.}}} = \frac{\kappa}{a_{\delta} \cdot \delta_{\text{с.т.}}} \quad (23)$$

Выводы

Сравнение эксергетических к.п.д. показывает, что повышающая термотрансформация теплоты в тепловом насосе, с точки зрения эксергетического анализа, более эффективна, чем понижающая термотрансформация в теплогенераторе или бойлере.

Список литературы

1. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса : Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
2. Чепурный М.М., Ткаченко С.Й. Основи технічної термодинаміки. – Вінниця : «Поділля-2000». – 2004. – 352 с.
3. Чепурний М. М. Аналіз енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок в системах централізованого теплопостачання / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2002. – № 4. – С. 52 – 55.
4. Клер А. М. Сопоставление эффективности использования низкотемпературной теплоты для комбинированной теплопроизводящей установки с тепловым насосом / А. М. Клер, А. Ю. Мариненко // Сб. Энергетика: управления, качество и эффективность использования энергоресурсов. – 2003. – Т. 2. – С. 278 – 283.
5. Беляева Г. Г. Оценка экономической целесообразности использования тепловых насосов в коммунальной энергетике Украины / Г. Г. Беляева, А. А. Рутенко, О. В. Басок // Пром. Теплотехніка. – 2009. – Т. 31. – № 5. – С. 81–87.

Рукопись поступила 02.02.2013 г.

УДК 662.764

Пинчук В.А. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Шарабура Т.А. — ассистент, НМетАУ

ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРА УГОЛЬНЫХ ЧАСТИЦ НА ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДОУГОЛЬНЫХ ТОПЛИВ

В рамках поставленной задачи по определению значений коэффициента теплопроводности водоугольных топлив разработана экспериментальная установка. Проведены экспериментальные исследования влияния размера частиц твердой фазы в водоугольных топливах на коэффициент теплопроводности топлива. Как показали экспериментальные исследования, коэффициент теплопроводности водоугольных топлив, содержащих угольные частицы размером менее 200 мкм, в среднем, на 15 – 20 % выше, чем при размере угольных частиц 2 – 3 мм, в исследуемом диапазоне температуры. Приведены результаты исследований влияния предварительной механической активации на теплотворную способность угольного вещества.

Ключевые слова: водоугольное топливо; коэффициент теплопроводности; экспериментальная установка; стадия метаморфизма; размер частиц; механическая активация.

Введение

Водоугольное топливо являются одним из эффективных заменителей угля, дорогих жидких топлив и природного газа. Получение водоугольных топлив из низкосортных углей, обводненной угольной мелочи, мокрых шламов и отходов обоганительных предприятий, не используемых в настоящее время, и применение их в энергетике может дать значительный экономический и экологический эффект [1 – 3]. Разработка эффективных процессов приготовления и переработки водоугольных топлив должна базироваться на научно-обоснованных закономерностях физического и физико-химического воздействий на топлива с учетом их свойств и строения.

При использовании водоугольные топлива должны обладать рядом специфических свойств, в том числе высокой концентрацией твердой фазы, высокой текучестью (низкой вязкостью) и устойчивостью к расслоению [1, 4]. Свойства водоугольных топлив могут существенно сказываться на тепломассообменных процессах в топочном

пространстве и теплообмене с окружающей средой, на напорно-расходных характеристиках оборудования и качестве распыла топлива, на распределении концентрации твердой фазы по сечению трубопроводов при транспортировке.

От теплофизических свойств топлива зависят показатели энергопотребления, режимы эксплуатации, а также выбор технологических решений, конструкций установок и агрегатов. С точки зрения технологий термической переработки наибольший интерес представляют данные о теплоемкости, тепло- и температуропроводности водоугольных топлив и их изменение в ходе термической переработки, так как этими свойствами, в значительной степени, определяются продолжительность, технологические параметры и энергетическая эффективность процесса.

Постановка задачи и цели исследований

Механизм переноса теплоты теплопроводностью, в первую очередь, зависит от агрегатного состояния вещества. Известно, что в твердых телах перенос тепловой энергии теплопроводностью осуществляется с помощью двух основных механизмов: за счет взаимодействия между тепловыми упругими колебаниями решетки; за счет движения электронов и столкновения их с атомами. Соотношение решеточной и электронной составляющих теплопроводности зависит от природы твердого тела – диэлектрики, полупроводники, проводники.

Процесс теплопроводности газов состоит во взаимном обмене молекулами и их соударениями между собой. Каждое перемещение молекулы газа ограничивается длиной ее свободного пробега.

Жидкости занимают промежуточное положение между газами и твердыми телами. Перенос теплоты теплопроводностью в жидкостях осуществляется не только обменом энергии при соударениях, но и переносом энергии диффундирующими молекулами [5 – 7].

Из анализа строения и свойств угля следует, что угли низкой стадии метаморфизма являются диэлектриками, средней стадии – полупроводниками, антрациты – проводниками, что, соответственно, отражается на механизме переноса теплоты теплопроводностью. [8, 9]. В целом для углей характерно увеличение коэффициента теплопроводности с ростом стадии метаморфизма (коэффициент теплопроводности антрацитов выше, чем коэффициент теплопроводности бурых углей) [7, 8 – 11]. Такое влияние стадии метаморфизма на коэффициент теплопроводности объясняется ростом углеродных сеток, увеличением степени структурной упорядоченности угольного вещества [12] и возрастанием плотности. Существенное влияние на коэффициент теп-

лопроводности углей оказывает наличие минеральных примесей и влаги [8, 10].

Водоугольное топливо представляют собой дисперсную топливную систему, состоящую из измельченного угля (59-70%), воды (29-40%) и реагента-пластификатора (1%) [1-4]. Поскольку при приготовлении водоугольных топлив можно использовать различные виды углей и отходов углеобогащения, то, следовательно, механизм переноса теплоты и теплофизические свойства получаемых топлив будут весьма разнообразны. Аналитическое описание зависимости коэффициента теплопроводности водоугольного топлива от количества водной фазы, содержания минеральных примесей, размера частиц затруднительно из-за отсутствия физической модели, адекватной реальной структуре водоугольного топлива. Это является следствием специфических физико-химических свойств дисперсных систем, сложности структуры угля и видоизменения воды в слоях, прилегающих к поверхности частиц, а также поверхностных слоев самих частиц по сравнению со структурой исходного угля.

Описанные особенности свидетельствуют о весьма сложном механизме переноса теплоты в водоугольных топливах и необходимости проведения экспериментальных исследований для определения теплофизических свойств водоугольного топлива и закономерностей протекания тепловых процессов в нем.

Методика исследований и анализ полученных результатов

В рамках поставленной задачи по определению значений коэффициента теплопроводности водоугольных топлив на базе кафедры промышленной теплоэнергетики НМетАУ разработана экспериментальная установка. Принципиальная схема и фотография установки представлены на рис. 1.

Экспериментальная установка состоит из измерительного участка и системы управляющих и регистрирующих приборов. Измерительный участок состоит из верхней, нижней частей корпуса, выполненных из нержавеющей стали, и нагревателя. Нагреватель выполнен из нихромовой проволоки, намотанной на массивный медный цилиндр, который теплоизолирован со всех сторон, кроме нижней части, контактирующей с верхней частью корпуса. Верхняя часть корпуса соединена с верхним термодиском, изготовленным из меди, и представляет собой неразбираемую в процессе эксплуатации конструкцию. Нижняя часть корпуса состоит из нижнего фланца и нижнего термодиска. Для уменьшения потерь теплоты через корпус отсек для водоугольного топлива и прилегающие к нему поверхности изолированы фторопластовой вставкой. В нагревателе, верхней и нижней частях

корпуса установлены термодиски. В собранном виде конструкция является герметичной и выдерживает давление до 3 МПа.

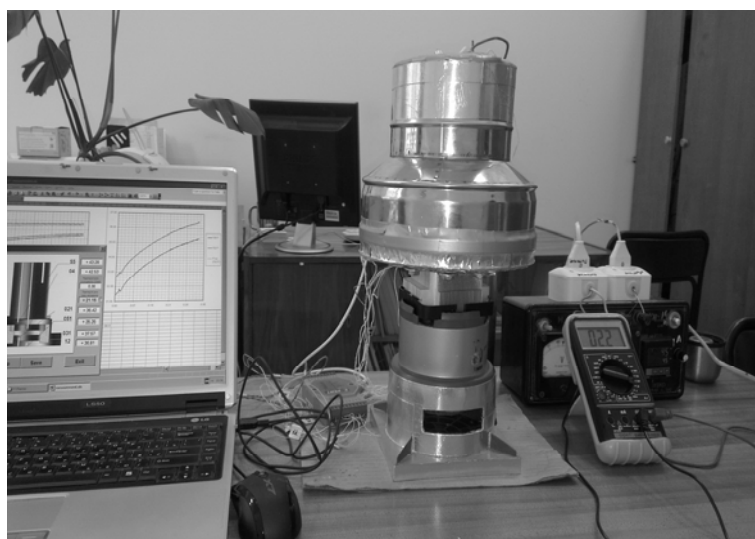
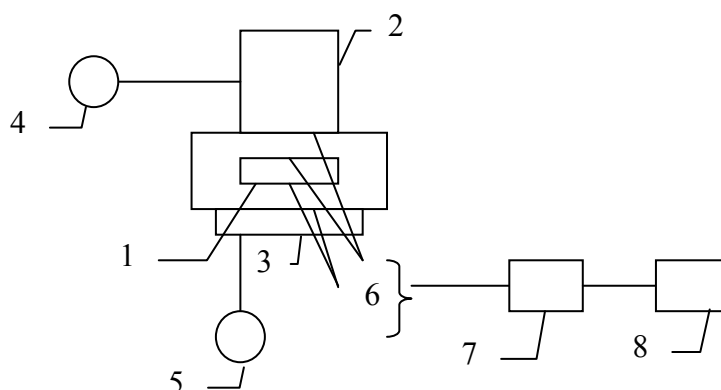


Рис. 1. Принципиальная схема и фотография экспериментальной установки для определения теплофизических свойств водоугольного топлива

Опытный образец водоугольного топлива объемом 25 мл помещается в специальный отсек 1. Тепловой поток, выделяемый нагревателем 2, проходит через опытный образец топлива и воспринимается холодильником 3. Мощность нагревателя регулируется с помощью регулятора 4 (максимальная мощность нагревателя составляет 300 Вт). Высокая теплопроводность корпуса нагревателя и наличие термодиска, изготовленного из меди, обеспечивают равномерное распределение температуры по поверхности, контактирующей с водоугольным топливом. Опытный образец водоугольного топлива плотно, без воздушных зазоров, прилегает к поверхностям верхней и нижней части корпуса. Холодильник 3 представляет собой вентилятор, прикрепленный к нижней поверхности корпуса, и имеющий возможность ре-

гулирования скорости вращения регулятором 5, что обеспечивает возможность выравнивания и поддержания необходимой температуры на охлаждаемой поверхности. Измерение температур на границах опытного образца осуществляется термопарами, уложенными через специальные отверстия, непосредственно в слое меди, контактирующей с образцом водоугольного топлива (позиция 6). Для оценки возможных тепловых потерь через металлический корпус производятся замеры температур термопарами (позиция 6) и в слое нержавеющей стали. Для исследований использованы хромель-алюмелевые термопары, температурный диапазон измерения, согласно ДСТУ 2837-94 составляет от -270°C до $+1372^{\circ}\text{C}$, и для которых выполнена индивидуальная тарировка, обеспечивающая высокую точность измерения температур ($\pm 0,01^{\circ}\text{C}$). Показания термопар передаются на программно-аппаратно-измерительный комплекс 7, который позволяет контролировать, обрабатывать и выводить на экран компьютера 8 значения параметров в режиме реального времени. Экспериментальная установка не привязана к конкретному виду водоугольного топлива, позволяет проводить исследования в широком диапазоне изменения характеристик исходного сырья (марки угля, количества минеральных примесей и водной фазы, крупности частиц и проч.).

Полученные экспериментальные данные обрабатывались путем комбинирования метода сравнения и численного решения обратной задачи теплопроводности. Для обработки экспериментальных данных использована математическая модель экспериментальной установки, которая позволяет рассчитывать распределение температурных полей в нестационарном режиме. В процессе численного решения использовались граничные условия I, II, III и IV рода.

Для проверки адекватности разработанной математической модели, а также для реализации метода сравнения, на экспериментальной установке проведены исследования по определению коэффициента теплопроводности эталонного вещества (в нашем случае воды). Расхождение полученных по математической модели данных с известными значениями коэффициента теплопроводности воды при различных температурах [6] составило 1 – 3 %.

Экспериментальные исследования проводились для водоугольных топлив, полученных из углей разной стадии метаморфизма, отличающихся повышенным содержанием минеральных примесей. Результаты экспериментальных исследований коэффициента теплопроводности образцов водоугольных топлив в диапазоне изменения температуры $40 - 150^{\circ}\text{C}$ и соответствующем давлении $0,1 - 0,3\text{ МПа}$, показали, что коэффициент теплопроводности водоугольных топлив зависит, в первую очередь, от степени метаморфизма исходного угля.

Для образцов водоугольного топлива, полученного из бурого угля, коэффициент теплопроводности составляет 0,41 – 0,55 Вт/м·К, для образцов водоугольного топлива, полученного из углей средней стадии метаморфизма, коэффициент теплопроводности составляет 0,55 – 0,66 Вт/м·К, для образцов водоугольного топлива, полученного из антрацита, коэффициент теплопроводности составляет 0,67 – 0,82 Вт/м·К.

Таким образом, как показали экспериментальные исследования, коэффициент теплопроводности водоугольного топлива существенно увеличивается, по сравнению с углем, и изменяется от 0,41 до 0,82 Вт/м·К, закономерно увеличиваясь с ростом температуры в исследуемом диапазоне. Результаты исследований влияния температуры и стадии метаморфизма исходного угля на коэффициент теплопроводности водоугольных топлив приведены в [13]. На значение коэффициента теплопроводности водоугольного топлива также оказывают влияние содержание водной фазы, содержание минеральных компонентов в нем, наличие добавок и ПАВ и прочие факторы.

При определении теплопроводности большое значение имеет размер частиц в исследуемых водоугольных топливах – крупные частицы или измельченный в порошок уголь, что связано с условиями передачи тепла от частицы к частице, а также со свойствами среды, заполняющей свободные пространства между частицами угля.

Проведены экспериментальные исследования влияния размера частиц твердой фазы в водоугольных топливах, полученных из антрацита и длиннопламенного угля, на коэффициент теплопроводности топлива. Характеристика исследуемых образцов водоугольных топлив приведена в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика образцов водоугольных топлив

Исследуемое водоугольное топливо	Содержание твердой фазы, %	Зольность, %	Выход летучих, %
ВУТ из антрацита	58	1,7	2
ВУТ из длиннопламенного угля	58	13	23

При проведении экспериментальных исследований использовались образцы водоугольных топлив с размером угольных частиц менее 200 мкм и образцы водоугольных топлив с размерами угольных частиц 2 – 3 мм. Результаты экспериментальных исследований влияния размера угольных частиц на коэффициент теплопроводности водоугольного топлива, полученного из антрацита, представлены на рис. 2.

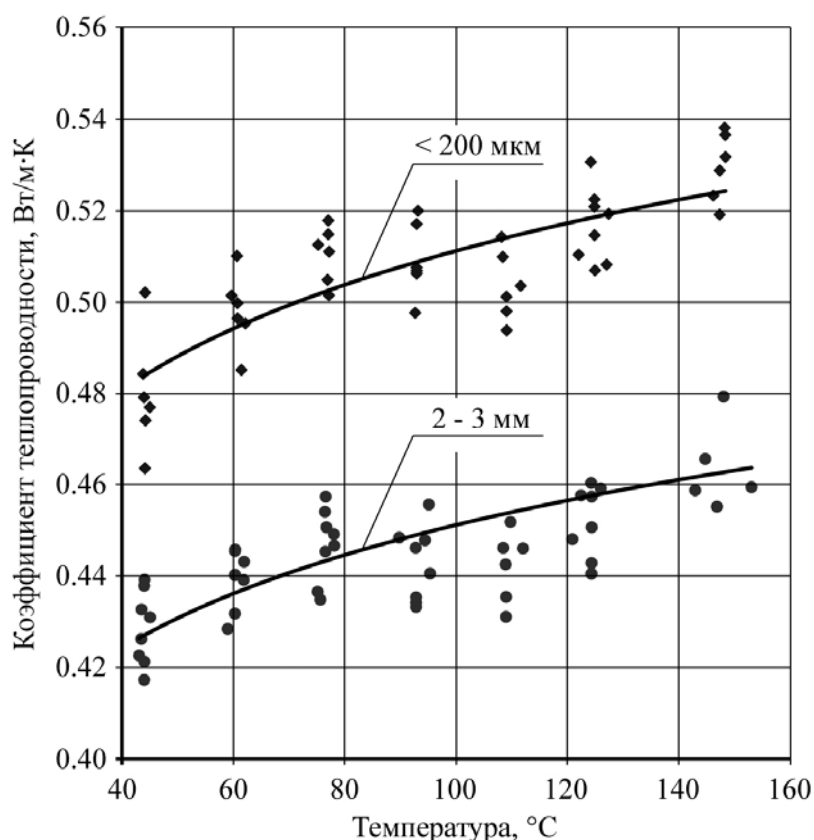


Рис. 2. Влияние размера угольных частиц на коэффициент теплопроводности водоугольного топлива

Как видно из полученных данных, коэффициент теплопроводности водоугольного топлива, содержащего угольные частицы размером менее 200 мкм, в среднем, на 15 – 20 % выше, чем при размере угольных частиц 2 – 3 мм в исследуемом диапазоне температуры. Аналогичная зависимость получена для водоугольного топлива, в котором в качестве исходного угля использовался длиннопламенный уголь.

При этом следует отметить, что для крупных кусков угля коэффициент теплопроводности выше, чем у дробленого угля. К примеру, для кусков угля средней степени метаморфизма, значение коэффициента теплопроводности составляет 0,21 – 0,23 Вт/м·К, а для засыпок угля при объемном весе его 800 г/дм³ коэффициент теплопроводности составляет 0,11 – 0,12 Вт/м·К. В среднем величина коэффициента теплопроводности для дробленого угля (класс < 3 мм) составляет около 55 % от соответствующей величины для кусков [10].

Различное влияние степени измельчения на коэффициент теплопроводности у водоугольных топлив и углей вызвано свойствами среды, заполняющей свободные пространства между угольными части-

цами, поскольку коэффициент теплопроводности воды ($\lambda = 0,68$ Вт/м·К), находящейся в водоугольном топливе, примерно в 25 раз больше теплопроводности воздуха, заполняющего пространства между частицами измельченного угля. Также это является следствием специфических физико-химических свойств дисперсных систем, к которым относятся и водоугольные топлива.

Кроме того, процесс измельчения угля – это не просто уменьшение размеров частиц, приводящее к увеличению удельной поверхности за счет уменьшения геометрических размеров и вскрытия, недоступных ранее, пор. Механическая активация – сложный физико-химический процесс увеличения потенциальной энергии вещества и повышения его химической активности вследствие увеличения поверхностной энергии и энергии внутреннего строения. [14, 15].

При механической активации угольного вещества существенно изменяются физико-химические свойства угольного вещества в целом. Известно, что механическая активация вызывает глубокие изменения молекулярной структуры органического вещества углей, затрагивающие весь объем угольного вещества и, в первую очередь, приводящие к разрыву связей, увеличению концентрации свободных радикалов и изменению состава функциональных групп в угле [16, 17].

Таким образом, целенаправленная модификация органического вещества угля посредством его предварительной механической активации позволяет влиять на теплотворную и реакционную способности угля, интенсифицировать процесс термической переработки угля и управлять температурным уровнем и, как следствие, составом образующихся продуктов переработки.

Для оценки влияния механической активации угля на теплоту сгорания проведены экспериментальные исследования влияния размера частиц угля на теплоту сгорания. Анализ структуры строения углей и методика оценки энергетического потенциала угля приведены в [18]. Как показали исследования, присутствует увеличение значений теплоты сгорания исследуемых образцов угля с размером частиц 0–250 мкм до 10 % по сравнению со значениями теплоты сгорания образцов угля с размером частиц 3 – 5 мм. Для получения закономерностей влияния механической активации на теплотворную способность углей необходимо проведение дальнейших исследований.

Таким образом, при приготовлении водоугольных топлив происходит предварительная механическая активация угольного вещества, сопровождающаяся образованием промежуточных горючих газообразных соединений, что влияет на теплофизические свойства, теплотворную и реакционную способности водоугольных топлив и интенсифицировать процесс последующей термической переработки.

Выводы

С точки зрения технологий термической переработки наибольший интерес представляют данные о теплоемкости, тепло- и теплопроводности водоугольных топлив и их изменение в ходе термической переработки. Аналитическое описание зависимости коэффициента теплопроводности водоугольного топлива от различных параметров затруднительно из-за отсутствия физической модели, адекватной реальной структуре водоугольного топлива.

В рамках поставленной задачи по определению значений коэффициента теплопроводности водоугольных топлив разработана экспериментальная установка. Экспериментальная установка не привязана к конкретному виду водоугольного топлива, позволяет проводить исследования в широком диапазоне изменения характеристик исходного сырья.

Результаты экспериментальных исследований коэффициента теплопроводности образцов водоугольных топлив в диапазоне изменения температуры 40 – 150 °С показали, что коэффициент теплопроводности водоугольных топлив существенно увеличивается по сравнению с углем и изменяется от 0,41 до 0,82 Вт/м·К, в зависимости от марки исходного угля, закономерно увеличиваясь с ростом температуры в исследуемом диапазоне.

Проведены экспериментальные исследования влияния размера частиц твердой фазы в водоугольных топливах на коэффициент теплопроводности топлива. Как показали экспериментальные исследования, коэффициент теплопроводности водоугольных топлив, содержащих угольные частицы размером менее 200 мкм, в среднем, на 15 – 20 % выше, чем при размере угольных частиц 2 – 3 мм в исследуемом диапазоне температуры. Различное влияние степени измельчения на коэффициент теплопроводности у водоугольных топлив и углей вызвано свойствами среды, заполняющей свободные пространства между угольными частицами.

При приготовлении водоугольных топлив происходит предварительная механическая активация угольного вещества, сопровождающаяся образованием промежуточных горючих газообразных соединений, что влияет на теплофизические свойства, теплотворную и реакционную способности водоугольных топлив и интенсифицировать процесс последующей термической переработки.

Список литературы

1. Делягин Г. Н. Жидкое топливо на основе угольных суспензий: возможности и перспективы использования / Г. Н. Делягин, Я. М. Ка-

ган, А. С. Кондратьев // Российский химический журнал. – 1994. – № 3. – С. 22–27.

2. Пинчук В. А. Использование водоугольного топлива и продуктов его переработки в энергетике и металлургии / В. А. Пинчук, М. В. Губинский, Б. Б. Потапов // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія. – 2009. – Выпуск 1 (16). – С. 144–149.

3. Ходаков Г. С. Водоугольные суспензии в энергетике / Г. С. Ходаков // Теплоэнергетика. – 2007. – № 1. – С. 35–45.

4. Макаров А. С. Высококонцентрированные суспензии на основе отходов углеобогащения. Получение, реологические характеристики и энергетическая ценность / А. С. Макаров, А. И. Егурнов, С. Д. Борук // Хімічна промисловість України. – 2007. – № 2 (79). – С. 56–60.

5. Чиркин В. С. Теплопроводность промышленных материалов / В. С. Чиркин. – М. : Машиностроение, 1957. – 172 с.

6. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1977. – 344 с.

7. Агроскин А. А. Теплофизика твердого топлива / А. А. Агроскин. – М. : Недра, 1980. – 256 с.

8. Агроскин А. А. Физические свойства угля / А. А. Агроскин. – М. : Metallurgizdat, 1961. – 309 с.

9. Химия и переработка угля / [Липович В. Г., Калабин Г. А., Калечиц И. В. и др.] – М. : Химия, 1988. – 336 с.

10. Аронов С. Г. Химия твердых горючих ископаемых / С. Г. Аронов, Л. Л. Нестеренко. – Х. : Изд-во при Харьковском университете, 1960. – 371 с.

11. Камнева А. И. Теоретические основы химической технологии горючих ископаемых / А. И. Камнева, В. В. Платонов. – М. : Химия, 1990. – 287 с.

12. Larsen J. W. Coal macromolecular structure and reactivity / J. W. Larsen, D. Lee, S. E. Shawver // Fuel Process. Techn., 1986. – V. 12. – P. 51–62.

13. Пинчук В. А. Экспериментальные исследования теплопроводности водоугольных суспензий / В. А. Пинчук, В. Е. Жуков, Т. А. Шарабура // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. Сборник научных статей. Выпуск № 2 (13) – Киев : НПВК Триакон. – 2013. – С. 149–155.

14. Авакумов Е. Г. Механические методы активации химических процессов / Е. Г. Авакумов. – Новосибирск : Наука, 1986. – 145 с.

15. Процессы и аппараты химических технологий. Новый справочник химика и технолога. Ч. 1 – С. - Пб. : АНО НПО «Профессионал», 2004. – 848 с., ил.

16. Полубенцев А. В. Интенсификация процессов ожижения бурых и каменных углей методами механического воздействия / А. В. Полубенцов, А. Г. Пройдаков., Л. А. Кузнецова // Химия в интересах устойчивого развития. – 1999. – № 7. – С. 203 – 217.

17. Хренкова Т. М. Механохимическая активация углей / Т. М. Хренкова – М. : Недра, 1993. – 176 с.

18. Пинчук В. А. Особенности органического строения и прогнозирование энергетического потенциала углей Украины / В. А. Пинчук // Збагачення корисних копалин: науково-технічний збірник. – Випуск 5. – Дніпропетровськ, 2013. – С. 123 – 135.

Рукопись поступила 17.09.2013 г.

УДК 66.041

Романько В.В. — аспирант, Национальная металлургическая академия Украины, (НМетАУ)

Ерёмин А.О. — д.т.н., доц., НМетАУ

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА НАГРЕВА МЕТАЛЛА В НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ КАМЕРНЫХ ПЕЧАХ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

В работе приведен обзор современных способов сжигания топлива в нагревательных печах с регенеративной системой отопления. Рассмотрены методы повышения качества нагрева металла в теплотехнических агрегатах. Предложен способ объёмного сжигания топлива с регламентированным перемешиванием реагентов.

Ключевые слова: нагревательная печь; способ отопления; температурное поле; горелка.

Введение

Современные печи для нагрева металла представляют собой высокомеханизированные агрегаты, удовлетворяющие следующим технологическим и экологическим требованиям:

- обеспечение заданной производительности;
- обеспечение качества нагрева, удовлетворяющего технологии изготовления продукта;
- эффективное использование топлива, характеристикой которого является низкий удельный расход энергии на единицу продукции;
- соответствие экологическим нормам по предельно допустимым выбросам в атмосферу пыли и вредных газов: CO, CO₂, NO_x, SO₂, C₂₀H₁₂.

Способы повышения эффективности работы нагревательных камерных печей

Существует большое многообразие эффективных способов повышения коэффициента использования теплоты топлива. Основными из них являются: повышение степени утилизации теплоты уходящих из печи газов и замена футеровки печи новыми волнистыми материалами, имеющими низкий коэффициент теплопроводности. На сегодня самым распространённым способом повышения эффективности работы печей является утилизация тепла отходящих газов путем нагрева

воздуха в малогабаритных регенераторах. Насадка таких регенераторов, применяемых в промышленных нагревательных печах, может состоять из корундовых окатышей диаметром 20 – 25 мм, содержащих 98 % Al_2O_3 . Поверхность нагрева 1 м^3 такой насадки в 10 – 15 раз больше, чем кирпичной классической насадки. Применение регенеративных систем отопления нового поколения существенно повышает энергоэффективность их работы. Одновременно повышение температуры подогрева воздуха приводит к интенсификации образования оксидов азота и угара металла, а также к увеличению неравномерности температурного поля нагреваемых изделия. Уменьшения влияния перечисленных негативных факторов возможно путем использования инновационных способов объемного сжигания топлива.

К объёмному сжиганию наиболее близок способ многоступенчатого сжигания топлива. В горелку подают лишь часть воздуха, необходимого для полного сжигания топлива, а вторичный воздух вводится вдоль траектории движения печных газов от горелки к дымовому окну. Для снижения потерь с химическим недожогом, при ступенчатом сжигании топлива в рабочее пространство печи вводят стехиометрическое количество воздуха (или немногим большее). Чем больше участков ввода воздуха, то есть ступеней дожигания топлива, тем длиннее факел и характер горения ближе к объёмному. Многоступенчатое сжигание получило наибольшее распространение в котельных агрегатах.

В печах металлургии и машиностроения стадийное сжигание топлива стали применять при организации малоокислительного и безокислительного нагрева стали перед его обработкой давлением. Наиболее интенсивно стадийное сжигание начало развиваться в связи с существенным снижением выбросов оксидов азота при такой организации горения. По результатам многочисленных исследований [1], было отмечено, что потенциал снижения образования и выбросов оксидов азота, в зависимости от условий организации стадийного сжигания топлива, может составлять 35 – 85 % (1,5 – 6,5 раз). В источнике [2] также указывается, что ступенчатое сжигание топлива даёт возможность сократить выбросы оксидов азота на 20 – 80 %. В качестве достоинства предлагаемого способа сжигания топлива необходимо отметить создание в рабочем пространстве печи малоокислительной атмосферы и существенное снижение угара металла. В данной работе в отличие от ступенчатой подачи окислителя в факел, рассмотрен способ организации объёмного сжигания топлива путем регламентированного перемешивания топлива с воздухом, который обеспечивает равномерное температурное поле в печи.

Целью работы является разработка регламентированного способа сжигания топлива, при котором достигаются высокие технико-экономические показатели работы печи и обеспечивается высокое качество нагрева металла.

Анализ существующих способов отопления промышленных нагревательных печей

Известно, что при регенеративном способе утилизации теплоты догорание топлива возможно в первых по ходу движения дыма рядах насадки. Это также важно с точки зрения организации в рабочем пространстве печи малоокислительной атмосферы, приводящей к существенному снижению окалинообразования. Влияние печной атмосферы на скорость образования окалина исследовано в работе [3]. Показано, что наиболее эффективным способом снижения угара в рабочем пространстве печи, с точки зрения концентрации окислителей, является создание малоокислительной атмосферы. Создание ее возможно за счёт применения регламентированного перемешивания реагентов горения и объёмного сжигания топлива. Таким образом, для организации регламентированного сжигания топлива необходимо конструирование горелочных узлов регенеративных печей, способных обеспечить регулируемый режим смешивания топлива с воздухом. При этом должна обеспечиваться заданная величина рециркуляции печных газов в рабочем пространстве печи.

Современный способ сжигания топлива с регламентированным перемешиванием реагентов горения

Принцип конструирования горелочных узлов, обеспечивающих сжигание топлива в рабочем пространстве печи за счёт регламентированного перемешивания топлива и воздуха, изложен в [4]. Нагревательная печь, оборудованная регенераторами 1, состоит из рабочей камеры 2, в которой расположен нагреваемый металл 3. Топливо подаётся через газовые сопла 4. Подогретый в регенераторах воздух для сжигания топлива поступает в рабочее пространство по дымовоздушным каналам 5. Площадь сечения и количество газовых сопел и воздушных каналов, а также их геометрическая форма и взаимное расположение обеспечивают такую скорость перемешивания реагентов, при которой физический недожог в сечении Б-Б составляет 0,1 – 5 %, а на выходе из регенераторов – в сечении В-В недожог отсутствует.

При меньшей чем 0,1 % величине физического недожога на выходе из регенеративной нагревательной печи, в рабочей камере происходит полное сжигание и создаются предпосылки для перехода регламентированного сжигания топлива в факельный. Так как на выходе

из рабочего пространства в дымовых газах имеется несгоревшее топливо и неиспользованный для горения кислород, горение продолжается при движении продуктов сгорания от рабочего пространства до регенераторов нагревательной печи. Возможно также догорание топлива и в верхних рядах насадки регенераторов. Если величина физического недожога на выходе из рабочего пространства регенеративной нагревательной печи превышает 5 %, то процесс горения будет продолжаться после регенераторов и коэффициент использования топлива в рабочем пространстве регенеративной нагревательной печи снизится. Анализ дыма на выходе из регенератора не должен выявлять наличие монооксида углерода CO , водорода и других горючих элементов топлива. Горелки печи являются диффузионными (с полным внешним перемешиванием).

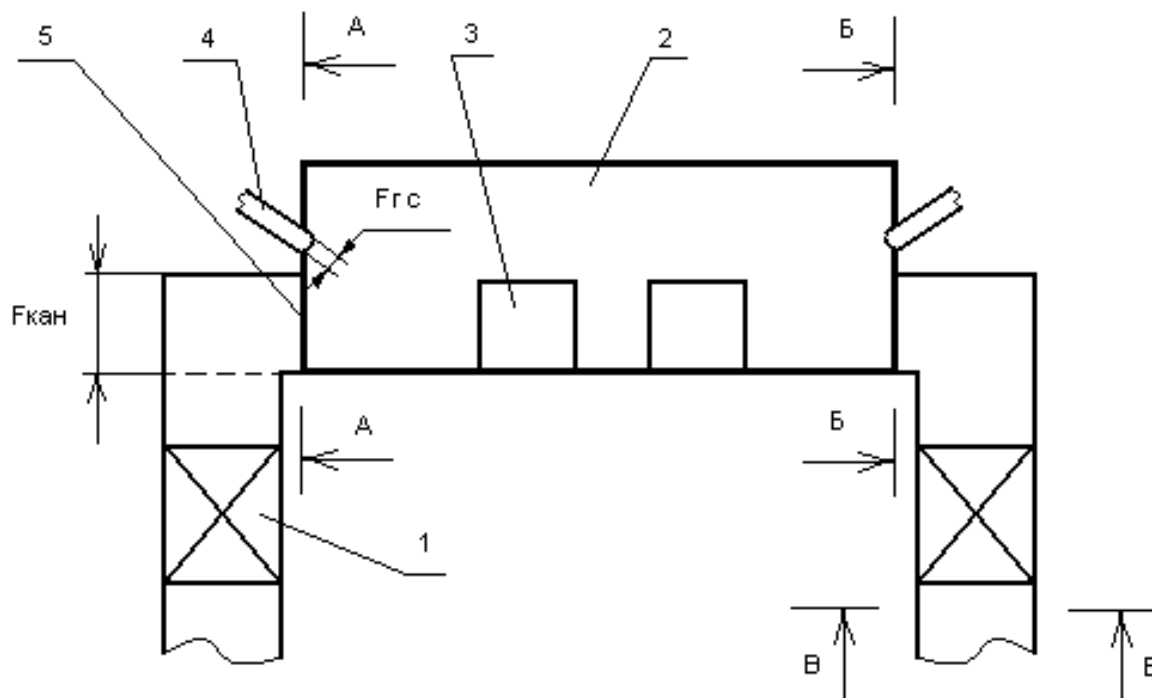


Рис 1. Схема регенеративной нагревательной печи с регламентированным объёмным способом сжигания топлива:

1 – регенератор; 2 – рабочая камера; 3 – нагреваемый металл; 4 – горелка; 5 – дымовоздушный канал

Организация регламентированного объёмного сжигания топлива в нагревательных печах, оборудованных высокоэффективными регенераторами, возможна путём разделения потоков топлива и воздуха в горелочном устройстве и обеспечения таких динамических характеристик потоков реагентов, при которых гарантировалось бы заданное

качество перемешивания топлива и воздуха [5]. Разделение потоков реагентов, создание необходимых для регламентированного перемешивания газодинамических характеристик обеспечивается выбором конструктивных параметров горелочного устройства. Количество газовых сопел и воздушных каналов, их расположение для различных типов печей индивидуально и определяется с помощью математического моделирования. Также объёмное сжигание топлива неразрывно связано с организацией внутренней рециркуляции печных газов, имеющей существенное влияние на образование оксидов азота и величину тепловых потоков на нагреваемый металл [6]. Высокоразвитая крупномасштабная рециркуляция печных газов приводит к созданию равномерного температурного поля в печах и повышению качества нагрева металла.

Изменение температуры подогрева воздуха в течение одного цикла от максимальной до минимальной температуры, характерное для регенеративного подогрева воздуха [5], приводит к изменению газодинамической характеристики воздушного потока. Влияние изменения температуры подогрева воздуха в течение одного цикла работы регенераторов подробно рассмотрено в работе [7]. В случае когда расход топлива и его температура (а значит и скорость, т.е. количество движения) остаются постоянными, изменяется соотношение количества движения топлива и воздуха. Это приводит к изменению условий смешивания реагентов горения и нестационарности состава печных газов в любом сечении печи. Величины физического недожога в сечении Б-Б (0,1 – 5 %) характеризуют изменение режима горения топлива.

Выводы

Рассмотренный способ сжигания топлива с регламентированным перемешиванием реагентов горения имеет ряд преимуществ, по сравнению с широко распространенным факельным сжиганием топлива в печах и другими известными способами объёмного сжигания топлива. Достигается высокая равномерность нагрева металла. За счет высокотемпературного подогрева воздуха горения достигается 25 – 50 % экономия топлива. Снижается угар металла и количество вредных выбросов, образующихся при сжигании топлива, устраняются высокотемпературные зоны в печи.

Список литературы

1. Дружинин Г. М. Разработка и внедрение способов и устройств, обеспечивающих энергосбережение и снижение вредных выбросов при сжигании газа в металлургических печах: Дисс. на соиска-

ние ученой степени д.т.н. / Г. М. Дружинин. – Екатеринбург : ОАО «ВНИИМТ», УПИ. – 2004.

2. Шульц Л. А. Элементы безотходной технологии в металлургии / Л. А. Шульц. – М. : Металлургия, 1991. – 174 с.

3. Губинский В. И., Минаев А. Н., Гончаров Ю. В. Уменьшение окиснообразования при производстве проката. – К. : Техника, 1989. – 135 с.

4. Патент України на корисну модель №26272. Об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива при нагріванні металу / Єрьомін О. О., Губинський В. Й, Сибір А. В. – Бюл. №14, 10.09.2007.

5. Єрємін А. О. Формирование равномерного температурного поля газов в регенеративном нагревательном колодце / А. О. Ерёмин // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Выпуск 2 (17). – Днепропетровск : Новая идеология. – 2010. – С. 96-104.

6. Ерёмин А. О. Реализация современного способа сжигания топлива в печах прокатного производства / А. О. Ерёмин, И. В. Панасенко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2012. – №.7. – С. 236-240.

7. Ерёмин А. О. Динамические характеристики топлива и воздуха в горелочных устройствах при объемно-регенеративном способе сжигания топлива в промышленных печах / А. О. Ерёмин// Металлургическая теплотехника: сб. научн. Трудов НМетАУ. – Выпуск 1(16). – Днепропетровск: Новая идеология. –2009. –С. 102–109.

Рукопись поступила 16.11.2013 г.

УДК 66.042.882

Сліпченко Н.В. — ст. викладач, Дніпродзержинський державний технічний університет

ДО РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ МЕТАЛЕВОГО ТРУБЧАСТОГО РЕКУПЕРАТОРА З ПЕРЕХІДНОЮ КАМЕРОЮ

Оптимізація теплообмінних апаратів з метою підвищення їх ефективності неможлива без уточнення методик розрахунку рекуператорів. В статті на основі методу елементарних теплових балансів розроблено математичну модель теплової роботи металевого трубчастого рекуператора з перехідною камерою. Ця модель, на відміну від відомих, дає можливість аналізувати теплову роботу рекуператора при різних вихідних умовах роботи; враховувати динаміку температур теплоносіїв за висотою труб рекуператора; підібрати найбільш вигідний, з точки зору теплової роботи, конструктивних розмірів і аеродинамічних характеристик, теплообмінний апарат за певних незмінних початкових умов.

Ключові слова: трубчастий рекуператор; перехідна камера; конвекція; випромінювання; теплопередача; метод елементарних теплових балансів; розрахунковий елемент.

Вступ

Важливим пріоритетом розвитку металургії та машинобудування України є підвищення ефективності енерго- та ресурсозбереження у зв'язку з тим, що Україна належить до енергодефіцитних країн. Тому економія паливно-енергетичних ресурсів є важливим завданням для промисловості нашої країни.

Утилізація теплоти відхідних продуктів згоряння, які супроводжують технологічний процес, є одним із найефективніших засобів економії енергоносіїв за рахунок використання вторинних енергоресурсів [1]. Цей процес реалізується в рекуператорах та регенераторах різних видів і конструкцій, які широко застосовуються в енергетичному господарстві України [2].

Постановка завдання

Недоліками методики розрахунку рекуператорів, яка наведена у [3, 4], є неможливість визначення температури повітря в перехідній камері та прийняття низки спрощень, що призводить до похибок при

розрахунку рекуператора. Тому задача усунення цих похибок є актуальним науково-практичним завданням.

Метою статті є побудова математичної моделі теплової роботи металевого трубчастого рекуператора на основі методу елементарних теплових балансів, яка дозволить аналізувати теплову роботу рекуператора при певних вихідних умовах роботи та різних співвідношеннях конструктивних розмірів блоків.

Математична модель теплової роботи рекуператора подвійної циркуляції

На рис. 1 наведено схему металевого трубчастого рекуператора з перехідною камерою [4].

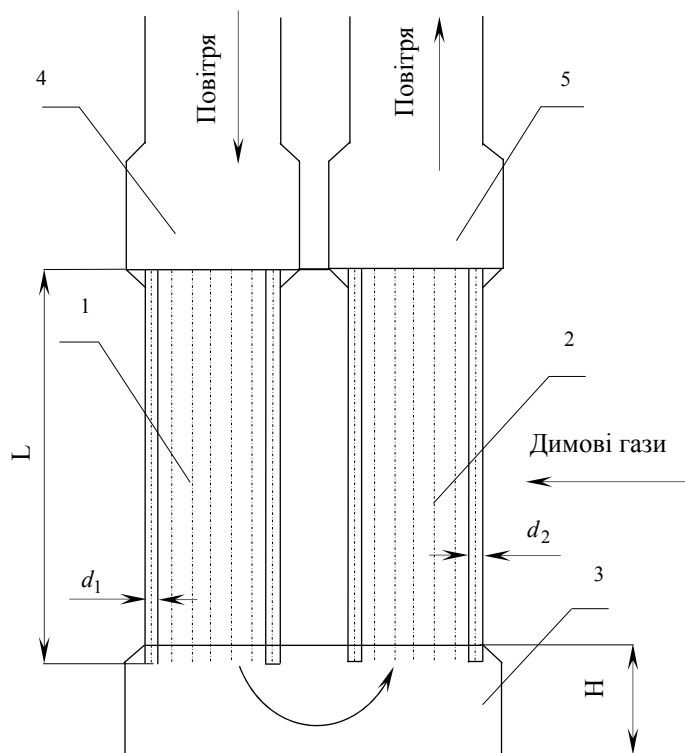


Рис.1. Схема металевого трубчастого рекуператора з перехідною камерою

Він складається з двох блоків труб 1 і 2, з'єднаних між собою перехідною камерою 3. Розташування труб у блоках може бути коридорним або шаховим. Повітря входить у колектор 4, рухається по трубах (зовнішні діаметри труб позначено для першого і другого блоків відповідно d_1 і d_2), а відхідні димові гази омивають ці труби ззовні. В перехідній камері відбувається зміщення повітря, що пройшло перший блок труб, та поворот його на 180° для заходу у другий блок труб. Пі-

сля проходження другого блоку повітря залишає рекуператор через колектор 5.

Для застосування методу елементарних теплових балансів кожен блок трубчастого рекуператора розбито на n елементів за напрямом руху повітря і димових газів (рис. 2). В результаті розбивки кожен розрахунковий елемент має розміри, наведені на рис. 3.

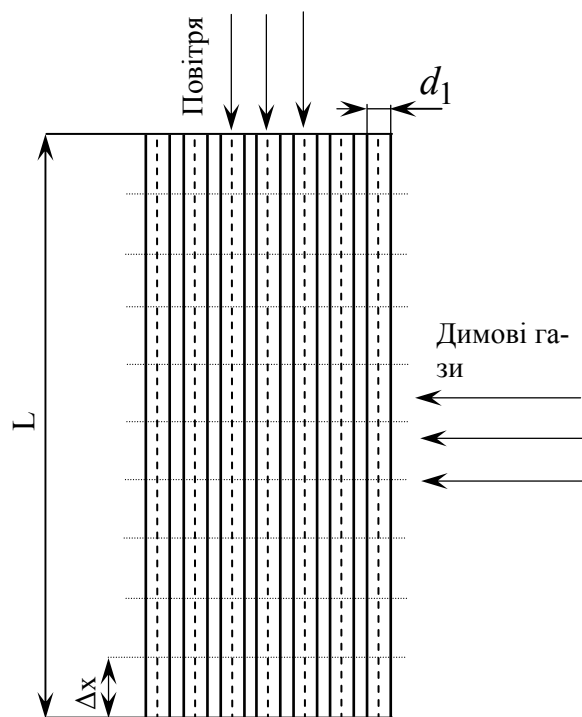


Рис. 2. Схема розбивки першого блоку труб металевго трубчастого рекуператора на розрахункові елементи

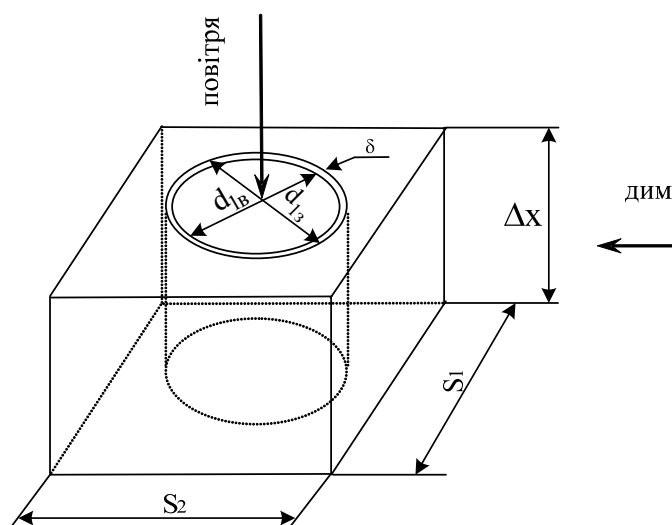


Рис. 3. Розрахунковий елемент металевго трубчастого рекуператора при коридорному розташуванні труб в блоці

Нижче наведено математичну модель теплової роботи блоку рекуператора на прикладі першого блоку труб.

Висота розрахункового елемента:

$$\Delta x = \frac{L}{n}, \quad (1)$$

де L – висота рекуператора, м; n – кількість розбивок, шт.

Елементарні об'єми повітря і диму, що знаходяться в теплообміні одне з одним (для коридорного та шахового розташування труб):

$$V_{\Pi} = \pi \cdot \frac{d_{1B}^2}{4} \cdot \Delta x; \quad (2)$$

$$V_{\Delta} = S_1 \cdot S_2 \cdot \Delta x - \pi \cdot \frac{d_{13}^2}{4} \cdot \Delta x, \quad (3)$$

де d_{1B} , d_{13} – відповідно внутрішній та зовнішній діаметри труби, м; S_1 , S_2 – поперечний та поздовжній кроки труб, м.

Швидкість руху повітря w_{Π} , м/с, приведена до нормальних умов:

– для коридорного розташування труб

$$w_{\Pi} = \frac{4V_{\Pi}}{z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot d_{1B}^2}; \quad (4)$$

– для шахового розташування труб

$$w_{\Pi} = \frac{4V_{\Pi}}{[z_1 \cdot z_2 + (z_2 - 1)(z_1 - 1)] \cdot \pi \cdot d_{1B}^2}, \quad (5)$$

де z_1 , z_2 – відповідно кількість труб поперек та по ходу димових газів, шт. [5]; V_{Π} – витрата повітря, що проходить через рекуператор, м³/с.

Швидкість руху димових газів w_{Δ} , м/с, приведена до нормальних умов:

– для коридорного розташування труб

$$w_{\Delta} = \frac{V_{\Delta}}{z_1 \cdot n \cdot S_1 \cdot \Delta x}; \quad (6)$$

– для шахового розташування труб

$$w_{\Delta} = \frac{V_{\Delta}}{\Delta x(z_1 \cdot n \cdot S_1 - d_{13})}, \quad (7)$$

де V_{Δ} – витрата димових газів, що проходять через рекуператор, м³/с.

Тривалість перебування повітря τ_{Π} , с, і димових газів τ_{Δ} , с, в розрахунковому елементі визначається висотою Δx при русі повітря і поздовжнім кроком труб S_2 при русі димових газів та швидкістю руху теплоносіїв:

$$\tau_{\Pi} = \frac{\Delta x}{w_{\Pi}}; \quad (8)$$

$$\tau_d = \frac{S_2}{w_d} \text{ або } \tau_d = \frac{V_d^{\text{дійсн}}}{V_d}, \quad (9)$$

де $V_d^{\text{дійсн}}$ – дійсний об'єм порожнини каналу блоку (тобто об'єм, що займає димовий газ в каналі), м^3 .

Гідравлічні діаметри для проходу повітря:

$$d_{\Pi} = d_{1B}; \quad (10)$$

і диму:

$$d_{ГД} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d_{13}} - d_{13}. \quad (11)$$

На повітряній стороні рекуператора тепловіддача відбувається за рахунок конвективного теплообміну, а на димовій – за рахунок конвективного теплообміну та теплового випромінювання.

Коефіцієнт теплопередачі $k(i)$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, для i -го елемента розраховується за рівнянням [3]:

$$k(i) = \frac{\alpha_{\Pi}^{\text{конв}}(i) \cdot \alpha_d(i)}{\alpha_{\Pi}^{\text{конв}}(i) + \alpha_d(i)}, \quad (12)$$

де $\alpha_{\Pi}^{\text{конв}}(i)$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на повітряній стороні рекуператора для i -го елемента, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\alpha_d(i)$ – сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією та випромінюванням на димовій стороні для i -го елемента, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Критерій Рейнольдса [3]:

– для повітря:

$$\text{Re}_{\Pi}(i) = \frac{w_{\Pi}^{\Phi}(i) \cdot d_{\Pi}}{\nu_{\Pi}(i)}; \quad (13)$$

– для димових газів:

$$\text{Re}_d(i) = \frac{w_d^{\Phi}(i) \cdot d_{ГД}}{\nu_d(i)}, \quad (14)$$

де $w_{\Pi}^{\Phi}(i)$, $w_d^{\Phi}(i)$ – фактична швидкість руху повітря і димових газів, визначається як добуток швидкостей, знайдених за формулами (4) – (7), на біном розширення; $\nu_{\Pi}(i)$, $\nu_d(i)$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря та димових газів відповідно [6], $\text{м}^2/\text{с}$.

Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря $\nu_{\Pi}(i)$ і димових газів $\nu_d(i)$ можна визначити за апроксимаційними формулами [6]:

$$v_{\Pi}(i) = (0,00006 \cdot t_{\Pi}^2(i) + 0,1046 \cdot t_{\Pi}(i) + 12,238) \times 10^{-6}, \quad (15)$$

$$v_d(i) = (0,00006 \cdot t_d^2(i) + 0,099 \cdot t_d(i) + 11,107) \times 10^{-6}. \quad (16)$$

Тут $t_{\Pi}(i)$ і $t_d(i)$ – відповідно температури повітря і димових газів в розрахунковому елементі.

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на повітряній стороні [7]:

– для турбулентного режиму

$$\alpha_{\Pi}^{\text{конв}}(i) = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\Pi}(i)}{d_{\Gamma.\Pi}} \cdot \text{Re}_{\Pi}^{0,8}(i) \cdot \text{Pr}_{\Pi}^{0,4}(i); \quad (17)$$

– для перехідного режиму

$$\alpha_{\Pi}^{\text{конв}}(i) = 0,00365 \cdot \frac{\lambda_{\Pi}(i)}{v_{\Pi}(i)} \cdot w_{\Pi}^{\Phi}(i) \cdot \text{Pr}_{\Pi}(i); \quad (18)$$

– для ламінарного режиму

$$\alpha_{\Pi}^{\text{конв}}(i) = 0,17 \cdot \frac{\lambda_{\Pi}(i)}{d_{\Gamma.\Pi}} \cdot \text{Re}_{\Pi}^{0,33}(i) \cdot \text{Pr}_{\Pi}^{0,43}(i), \quad (19)$$

де $\lambda_{\Pi}(i)$, $v_{\Pi}(i)$, $\text{Pr}_{\Pi}(i)$ – відповідно коефіцієнти теплопровідності, кінематичної в'язкості та критерій Прандтля для повітря.

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\Pi}(i)$ та критерій Прандтля $\text{Pr}_{\Pi}(i)$ для повітря при даній температурі повітря визначаються за апроксимаційними формулами [6]:

$$\lambda_{\Pi}(i) = 0,01163 \times (-0,000001 \cdot t_{\Pi}^2(i) + 0,0059 \cdot t_{\Pi}(i) + 2,1955); \quad (20)$$

$$\text{Pr}_{\Pi}(i) = (-7 \cdot 10^{-10} \cdot t_{\Pi}^3(i)) + (8 \cdot 10^{-7} \cdot t_{\Pi}^2(i)) - (3 \cdot 10^{-4} \cdot t_{\Pi}(i)) + 0,7082, \quad (21)$$

де $t_{\Pi}(i)$ – температура повітря в елементі (на початку розрахунку приймається рівною початковій температурі повітря на вході в рекуператор), °С.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі на димовій стороні $\alpha_d(i)$, Вт/(м²·К) розрахується як [7]:

$$\alpha_d(i) = \alpha_d^{\text{конв}}(i) + \alpha_d^{\text{випр}}(i), \quad (22)$$

де $\alpha_d^{\text{конв}}(i)$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від димових газів до стінки рекуператора в розрахунковому елементі, Вт/(м²·К); $\alpha_d^{\text{випр}}(i)$ – коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінки рекуператора випромінюванням в розрахунковому елементі, Вт/(м²·К).

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на димовій стороні [7]:

– при коридорному розташуванні труб

$$\alpha_d^{\text{конв}} = 0,2 \frac{\lambda_d \cdot \text{Pr}_d^{0,35}}{(d_{13})^{0,36}} \left(\frac{w_d^{\Phi}}{v_d} \right)^{0,64}; \quad (23)$$

– при шаховому розташуванні труб і $\frac{S_2 - d_{13}}{S - d_{13}} \geq 0,7$:

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{конв}} = 0,334 \frac{\lambda_{\text{д}} \cdot \text{Pr}_{\text{д}}^{0,35}}{(d_1^3)^{0,4}} \left(\frac{S_2 - d_{13}}{S - d_{13}} \right)^{0,25} \left(\frac{w_{\text{д}}^{\text{ф}}}{v_{\text{д}}} \right)^{0,60}, \quad (24)$$

де $S = \sqrt{0,25 \cdot S_2^2 + S_1^2}$ – діагональний крок труб, м;

– при шаховому розташуванні труб і $\frac{S_2 - d_{13}}{S - d_{13}} < 0,7$:

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{конв}} = 0,305 \frac{\lambda_{\text{д}} \cdot \text{Pr}_{\text{д}}^{0,35}}{d_{13}^{0,4}} \left(\frac{w_{\text{д}}^{\text{ф}}}{d_{13}} \right)^{0,60}, \quad (25)$$

де $\lambda_{\text{д}}(i)$, $v_{\text{д}}(i)$, $\text{Pr}_{\text{д}}(i)$ – відповідно коефіцієнти теплопровідності, кінематичної в'язкості та критерій Прандтля для димових газів.

Коефіцієнт теплопровідності димових газів $\lambda_{\text{д}}$ і критерій Прандтля $\text{Pr}_{\text{д}}$ при даній температурі димових газів визначаються за апроксимаційними формулами [6]:

$$\lambda_{\text{д}} = 0,001163 \cdot (0,0074 \cdot t_{\text{д}}(i) + 1,9466); \quad (26)$$

$$\text{Pr}_{\text{д}} = -0,0001 t_{\text{д}}(i) + 0,6979. \quad (27)$$

Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{д}}^{\text{випр}}(i)$, Вт/(м²·К), може бути визначений за наступною формулою [3]:

$$\alpha_{\text{д}}^{\text{випр}}(i) = \frac{C_0}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{д}}''} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{ст}}''} - 1} \frac{\left[\frac{\varepsilon_{\text{д}}' \left(\frac{t_{\text{д}}(i)}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{ст}}(i)}{273} \right)^4}{t_{\text{д}}(i) - t_{\text{ст}}(i)} \right]}{t_{\text{д}}(i) - t_{\text{ст}}(i)}, \quad (28)$$

де $\varepsilon_{\text{д}}'$ – міра чорноти димових газів при температурі $t_{\text{д}}(i)$; $\varepsilon_{\text{д}}''$ – міра чорноти димових газів при температурі стінки $t_{\text{ст}}(i)$; $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,8$ – міра чорноти стінки [7].

Температура стінки в усіх елементах $t_{\text{ст}}(i)$, °С, приймається попередньо на рівні:

$$t_{\text{ст}}(i) = t_{\text{п}}(i) + 100, \quad (29)$$

а в подальшому уточнюється методом послідовних наближень для кожного елемента.

Міра чорноти димових газів залежить від температури димових газів та стінки рекуператора, складу димових газів та описується залежністю [6]:

$$\varepsilon_{\text{д}} = 1,1(e^{-(A+B)} + (1+D) \cdot e^{(E-J)}), \quad (30)$$

де

$$A = 1,4918 + 0,398C_{\text{CO}}^{-0,2609} + (0,053 - 0,1239C_{\text{CO}_2}^{0,1718}) \cdot t(i); \quad (31)$$

$$B = (0,003504 + 0,0009446 \cdot C_{\text{CO}_2}^{0,547}) \times t^2(i); \quad (32)$$

$$D = (-5 + 5,3114 \cdot C_{\text{H}_2\text{O}}^{-0,01191}) \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,74+0,03705 \cdot C_{\text{H}_2\text{O}}^{-0,1561}}; \quad (33)$$

$$E = 0,5708 - 1,2016 \cdot C_{\text{H}_2\text{O}}^{-0,2146}; \quad (34)$$

$$J = (0,0038 + 0,05133 \cdot C_{\text{H}_2\text{O}}^{-0,2105}) \cdot t(i), \quad (35)$$

де

$$C_{\text{H}_2\text{O}} = p_{\text{H}_2\text{O}} \times l_{\text{еф}}; \quad (36)$$

$$C_{\text{CO}_2} = p_{\text{CO}_2} \times l_{\text{еф}}, \quad (37)$$

де p_{CO_2} , $p_{\text{H}_2\text{O}}$ – парціальні тиски відповідно газу CO_2 та H_2O ; $l_{\text{еф}}$ – ефективна довжина променів, м.

При розрахунку значення ε'_d за формулами (30) – (35) слід прийняти $t(i) = t_d(i)$; при розрахунку ε''_d – відповідно $t(i) = t_{\text{ст}}(i)$.

Ефективна довжина променів $l_{\text{еф}}$ визначиться за рівнянням з [6] і в нашому випадку буде:

$$l_{\text{еф}} = 1,7 \frac{\left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_{13}^2}{4} \right) \cdot \Delta x}{\Delta x \cdot (S_1 + S_2) + \left(S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_{13}^2}{4} \right) + \frac{\pi \cdot \Delta x \cdot d_{13}^2}{2}}. \quad (38)$$

Питомий тепловий потік від диму до повітря в i -му розрахунковому елементі:

$$q(i) = k(i) \cdot (t_d(i) - t_{\text{п}}(i)). \quad (39)$$

Кількість тепла, що передається повітрю за час $\Delta\tau$:

$$q_{\text{п}}(i) = q(i) \cdot \pi \cdot d_{1\text{в}} \cdot \Delta x \cdot \Delta\tau. \quad (40)$$

Ця кількість тепла сприяє підвищенню температури повітря на величину:

$$\Delta t_{\text{п}}(i) = \frac{q_{\text{п}}(i)}{m_{\text{п}}(i) \cdot c_{\text{п}}(i)}, \quad (41)$$

де $c_{\text{п}}(i)$ – теплоємність повітря в i -му елементі [5], Дж/м³К.

Таким чином, через час $\Delta\tau$ температура повітря в i -му елементі складе $t_{\text{п}}^{\Delta\tau}(i), ^\circ\text{C}$:

$$t_{\Pi}^{\Delta\tau}(i) = t_{\Pi}(i) + \Delta t_{\Pi}(i). \quad (42)$$

Маса повітря в елементі з урахуванням температури буде дорівнювати:

$$m_{\Pi}(i) = \frac{V_{\Pi} \cdot \rho_{0\Pi}}{1 + \frac{t_{\Pi}(i)}{273}}, \quad (43)$$

де $\rho_{0\Pi}$ – густина повітря за нормальних умов, кг/м^3 .

Кількість тепла, що відбирається від димових газів за час $\Delta\tau$, буде дорівнювати $q_d(i)$, Дж:

$$q_d(i) = q(i) \cdot \pi \cdot d_{13} \cdot \Delta x \cdot \Delta\tau. \quad (44)$$

Це призводить до зниження температури димових газів в розрахунковому елементі на величину Δt_d , $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_d(i) = \frac{q_d(i)}{m_d(i) \cdot c_d(i)}, \quad (45)$$

де $c_d(i)$ – теплоємність димових газів в i -му елементі [5], $\text{Дж/м}^3\text{K}$.

Таким чином, через час $\Delta\tau$ температура диму в розрахунковому елементі складе:

$$t_d^{\Delta\tau}(i) = t_d(i) - \Delta t_d(i). \quad (46)$$

Маса диму в елементі $m_d(i)$, кг:

$$m_d(i) = \frac{V_d \cdot \rho_{0d}}{1 + \frac{t_d(i)}{273}}, \quad (47)$$

де ρ_{0d} – густина димових газів за нормальних умов, кг/м^3 .

Результуюче температурне поле димових газів та повітря в теплообмінному апараті визначається температурами в кожному розрахунковому елементі з урахуванням руху диму та повітря.

Особливістю трубчастого рекуператора (рис. 1) є наявність перехідної камери. При розрахунку будемо вважати, що температура повітря в перехідній камері визначається як середнє арифметичне кінцевих температур повітря, що виходить з усіх труб першого блоку, і є початковою для повітря, що надходить до труб другого боку рекуператора.

Для другого блоку рекуператора розрахунок виконується аналогічно.

Висновки

1. На основі методу елементарних теплових балансів розроблено математичну модель теплової роботи металевого трубчастого рекуператора для різної компоновки труб в блоках.

2. На відміну від відомих, розроблена модель дозволяє аналізувати теплову роботу теплообмінного апарату при різних вихідних умовах роботи; враховувати динаміку температур теплоносіїв за висотою труб рекуператора; підбирати найбільш вигідний, з точки зору теплової роботи, конструктивних розмірів та аеродинамічних характеристик, рекуператор за певних початкових умов.

Перелік літератури

1. Колобков П. С., Осипенко В. Д. Использование вторичных энергоресурсов чёрной металлургии. – К. : Техніка, 1979. – 168 с.
2. Драгоманов Б. Х. Теплотехніка / Б. Х. Драгоманов, А. А. Долінський, А. В. Міщенко та ін. – К. : ІНК ОС, 2005. – 504 с.
3. Бакластов А. М. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, О. Л. Данилов. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 328 с.
4. Справочник конструктора печей прокатного производства, т.1. Под ред. В.М. Тымчака. – М., «Металлургия», 1969 – 576 с.
5. Словіковський П.А. Математичне моделювання теплової роботи металевого трубчастого рекуператора (перевірочний метод) / П. А. Словіковський, Н. В. Сліпченко // Математичне моделювання. – 2008. – №1 (18). – С. 43–47.
6. Маковский В. А. Алгоритмы управления нагревательными печами / В. А. Маковский, И. И. Лаврентик. – М. : Металлургия, 1977. – 184 с.
7. Тебеньков Б. П. Рекуператоры для промышленных печей / Б. П. Тебеньков. – М. : Металлургия, 1975. – 296 с.

Рукопис надійшов 26.09.2013 р.

УДК 620.93

Сухой М.П. — к.т.н., проф., Государственное высшее учебное заведение «Украинский государственный химико-технологический университет» (ГВУЗ «УГХТУ»)

Козлов Я.Н. — к.т.н., ассистент, ГВУЗ «УГХТУ»

Сухой К.М. — к.т.н., доц., ГВУЗ «УГХТУ»

Беляновская Е.А. — к.т.н., ассистент, ГВУЗ «УГХТУ»

Коломиец Е.В. — аспирант, к.т.н., ассистент, ГВУЗ «УГХТУ»

Томило М.М. — ученица Химико-экологического лицея

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПОЗИТНОГО СОРБЕНТА «СИЛИКАГЕЛЬ – СУЛЬФАТ НАТРИЯ»

В представляемой работе изучены эксплуатационные характеристики, в качестве теплоаккумулирующего материала, композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия». В ходе эксперимента было проведено десять циклов адсорбция – десорбция водяного пара, в результате которых установлено, что негативного изменения внешнего состояния и сорбционных свойств исследуемого композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия» не наблюдается. Композит после десорбции, при нагреве как до 140, так и до 1000 °С, теряет только 2 % массы. Потеря массы композита после адсорбции влаги воздуха составляет 46 % и наблюдается в диапазоне температур от 32 °С до 100 °С. Установлено, что сорбционная емкость «чистого» силикагеля составляет 0,18 г/г, массивного сульфата натрия – 1,27 г/г, композита «силикагель – сульфат натрия» – 0,85 г/г. Величина последней существенно превосходит линейную суперпозицию сорбционной емкости механической смеси силикагеля и сульфата натрия – 0,66 г/г. Выявлено, что сорбционные свойства синтезированных композитных сорбентов «силикагель – кристаллогидрат» не являются линейной комбинацией свойств силикагеля и массивной соли. Подтверждено влияние уникальной структуры композитных сорбентов на кинетику реакции паров воды и кристаллогидратов в порах кремний-кислородной матрицы. Приведены кинетические кривые сорбции воды при $P_{H_2O} = 1010,8$ мбар и температуре 40 °С для исследуемых композитных сорбентов и массивной соли Na_2SO_4 . Кривые имеют S-образную форму, что подтверждает гидратацию в кинетическом режиме. Начальный участок кинетической кривой, для композитных сорбентов, практически линеен в координатах " $m_v/m_s - \sqrt{t}$ ", это свидетельствует о диффузионном характере про-

цесса, т. е. лимитирующим фактором является транспорт воды по системе пор силикагеля. Выявлено различие лимитирующих стадий гидратации массивной соли Na_2SO_4 и композитного сорбента – кинетическая и диффузионная соответственно. Химическая реакция воды с дисперсной солью протекает быстро. При этом для массивных солей равновесие достигается значительно позже, чем для композитов. Теплоаккумулирующая способность синтезированных композитных сорбентов, рассчитанная теоретически и определенная в ходе эксперимента, практически совпадает и составляет 0,36 (кВт·час/кг), или 258 [(кВт·час)/м³], что свидетельствует об их высокой перспективности.

Ключевые слова: композитный сорбент; адсорбция; теплоаккумулирующий материал; теплоаккумулирующая способность.

Введение

В настоящее время тепловые аккумуляторы используются в различных областях техники и в быту. Их применяют для теплосъема при больших тепловых нагрузках, для защиты электронных приборов от перегрева, для стабилизации температур в помещении и оборудовании. [1]. В качестве теплоаккумулирующих материалов используют: щебень, гальку, воду, кристаллогидраты, растворы солей и др. [1-2]. Не последнее место занимают теплоаккумуляторы, работа которых основана на обратимых реакциях сорбции-десорбции [1]. Применяемые адсорбенты имеют низкое качество [3]. Попытки их усовершенствования сосредоточились на синтезе и исследовании композитных сорбентов «пористая матрица – соль», так как, по сравнению с обычными жидкостями, они имеют повышенную сорбционную емкость [4 – 7].

В работе представлены результаты исследования эксплуатационных характеристик композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия».

Методика эксперимента

Композитный сорбент «силикагель – сульфат натрия» синтезировали по методике, описанной в [8]. Дифференциально-термический анализ проводили с использованием дериватографа Q-1500Д системы Паулик-Паулик-Эрдей в динамичном режиме в диапазоне температур 20...1000 °С со скоростью нагрева 5 °С/мин. Масса образцов составляла 200 мг. Для исследования кинетики сорбции воды композитным сорбентом использовали установку, описанную в [9]. Испытания эффективности синтезированных композитных сорбентов проводились на экспериментальной установке открытого типа, состоящей из полый

теплоизолированной трубы, заполненной теплоаккумулирующим материалом. Масса теплоаккумулирующего материала до адсорбции составляла 3,5 кг.

Результаты и обсуждение

В ходе эксперимента было проведено 10 циклов адсорбция-десорбция, в ходе которых установлено, что негативного изменения внешнего состояния и сорбционных свойств исследуемого композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия» не наблюдается. Композит после десорбции, при нагреве как до 140, так и до 1000 °С, теряет только 2 % массы. Потеря массы композита после адсорбции влаги воздуха составляет 46 % и наблюдается в диапазоне температур от 32 °С до 100 °С. Дифференциально-термический анализ 10-водного ($\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$) и безводного сульфата натрия, а также высушенного до постоянной массы при 100 °С силикагеля марки КСМ подтверждает различие теплофизических свойств массивных кристаллогидратов и исследуемого композитного сорбента. 10-водный сульфат натрия, в диапазоне температур 75 – 140 °С, теряет 54 % массы. Безводный сульфат натрия при нагревании до 1000 °С, в интервале температур 175 – 200 °С, 5 % массы. Силикагель марки КСМ, при нагревании до 1000 °С, теряет 15 % массы.

Полученные закономерности можно объяснить различиями сорбционных свойств массивной соли, силикагеля и композита «силикагель – сульфат натрия», а также линейной суперпозицией их свойств, рассчитанной по формуле:

$$m_{\Sigma} = a \cdot m_{\text{Na}_2\text{SO}_4} + (1 - a) \cdot m_{\text{SiO}_2}, \quad (1)$$

где a – массовая доля сульфата натрия в композите $a = 0,44$; $m_{\text{Na}_2\text{SO}_4}$, m_{SiO_2} – количества воды (г), поглощаемой 1 г массивной соли Na_2SO_4 1 г силикагеля соответственно, $m_{\text{Na}_2\text{SO}_4} = 1,27$, $m_{\text{SiO}_2} = 0,18$.

Сорбционная емкость «чистого» силикагеля составляет 0,18 г/г, массивного сульфата натрия – 1,27 г/г, композита «силикагель – сульфат натрия» – 0,85 г/г, а линейная суперпозиция сорбционной емкости механической смеси силикагеля и сульфата натрия – 0,66 г/г, а значит, сорбционные свойства синтезированных композитных сорбентов «силикагель – кристаллогидрат» не являются линейной комбинацией свойств силикагеля и массивной соли. Следовательно, синтезированные композитные сорбенты обладают уникальной структурой, повышающей скорости протекания реакции между кристаллогидратами и парами воды в развитых порах кремний – кислородной матрицы.

Это предположение подтверждают кинетические кривые сорбции воды при 40 °С композитом «силикагель – сульфат натрия» по сравнению с массивной солью (рис. 1).

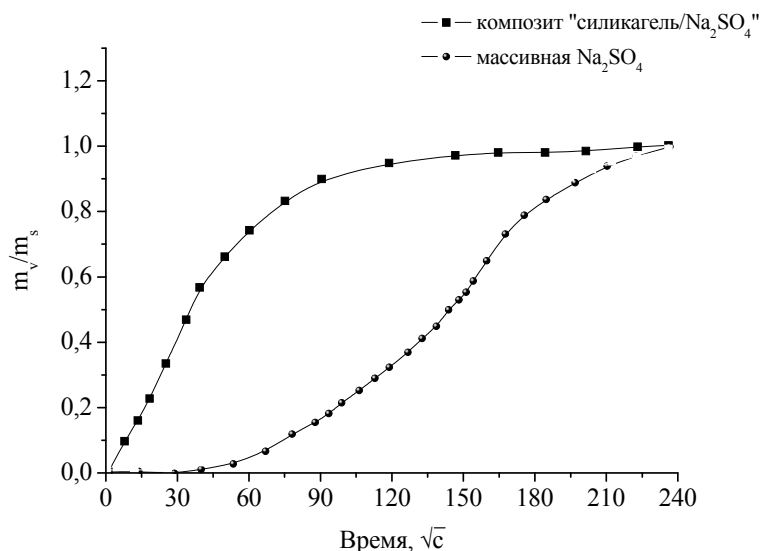


Рис. 1. Кинетические кривые сорбции воды при $P_{H_2O} = 1010,8$ мбар, 40 °С

Химическая реакция воды с дисперсной солью протекает быстро. При этом для массивной соли равновесие достигается значительно позже, чем для композита.

Для массивной соли S-образная форма кривых подтверждает гидратацию в кинетическом режиме. Начальный участок кинетической кривой, для композитного сорбента, практически линейен в координатах “ $m_v/m_s - \sqrt{t}$ ”, это свидетельствует о диффузионном характере процесса, т. е. лимитирующим фактором является транспорт воды по системе пор силикагеля. Аналогичные результаты наблюдаются при 20 и 60 °С. При этом как для массивной соли, так и для композитного сорбента время выхода на плато, с ростом температуры, монотонно снижается.

Количество теплоты, которая выделяется при сорбции воды композитным сорбентом, рассчитывали по формуле:

$$Q_{\text{сорб}} = C_p \cdot \rho \cdot \Delta T \cdot V, \quad (2)$$

где $C_p = 1,012$ – средняя изобарная теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·К); $\rho = 0,825$ – средняя плотность воздуха, кг/м³; $\Delta T = 60$ – перепад температур воздуха на входе та на выходе трубы с теплоаккумулирующим материалом, К; $V = 90$ – объем воздуха, который пропустили через композитный сорбент, м³.

Теоретическое значение теплоаккумулирующей способности композитного сорбента воды вычисляли по формуле [10]:

$$Q = \Delta h \cdot \rho \cdot C \cdot \frac{1000}{M_w} \cdot \frac{1}{3600}, \quad (3)$$

где $\Delta h \cong 60$ – теплота адсорбции пари воды, кДж/моль; $\rho = 720$ – насыпная плотность композитного сорбента, кг/м³; $C = 44\%$ – максимальная влагоемкость; $M_w = 18$ – молярная масса воды, г/моль.

Установлено, что вычисленные по уравнениям (2) и (3) экспериментальные и теоретические значения теплоаккумулирующей способности синтезированных композитных сорбентов «силикагель – сульфат натрия», практически совпадают и составляют 0,36 (кВт·час/кг), или 258 [(кВт·час)/м³].

Выводы

Изучены эксплуатационные характеристики композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия», как теплоаккумулирующего материала. Показано, что их сорбционные свойства не являются линейной комбинацией свойств матрицы и соли. Выявлено различие лимитирующих стадий гидратации массивной соли Na₂SO₄ и композитного сорбента – кинетическая и диффузионная соответственно. Теплоаккумулирующая способность синтезированных композитных сорбентов составляет 0,36 (кВт·час/кг), или 258 [(кВт·час)/м³], что свидетельствует об их высокой перспективности.

Список литературы

1. Bekman G., Gili B. Teplovoye akymtirovaniye energii pod red. V. M. Brodyanskogo.- M.: Mir, 1987. – 272 s.
2. Mhitaryan N.M. Energetika netraditsionnuyh i vozobnovlyaimuyh istochnikov energii. – Kiyev.: Naykova dymka, 1999. – 314 s.
3. Gordeeva L.G., Aristov Yu. I. Composites “salt inside porous matrix” for adsorption heat transformation: a current state-of-the-art and new trends // International Journal of Low-Carbon Technologies Advance Access. – 2012. – P. 1 – 15.
4. Selective water sorbents for multiple application, 1. CaCl₂ confined in mesopores of silica gel: sorption properties /Aristov Yu.I, Tokarev M.M, Cacciola G., et al. // React Kinet Catal Lett. – 1996. – Vol. 59. – P. 325 – 335.
5. A family of new working materials for solid sorption air conditioning systems / Aristov Yu.I, Restuccia G., Cacciola G., et al. // Appl Therm Engrn. – 2002. –Vol. 22. – P. 191–204.
6. Influence of characteristics of methanol sorbents “salt in mesoporous silica” on the performance of adsorptive air conditioning cycle / Gor-

deeva L.G, Freni A, Restuccia G., et al. // Ind Eng Chem Res. – 2007. – Vol. 46. – P. 2747 – 2752.

7. Sharonov V., Veselovskaya J.V, Aristov Yu.I. Ammonia sorption on composites “CaCl₂ in inorganic host matrix”: isosteric chart and its performance // Int. J. Low Carbon Techn. – 2006. – Vol. 1. – P. 191–200.

8. Sukhyy K.M., Kozlov Ya.N., Kolomoyets E.V., Sukhyy M.P., Prokopenko E.M. Zol – gel materialu dlya sozdanya teploakymlyryys-chih materialov s fazovum perehodom // Nanostryktyrnuye materialu – 2012: Rossiya – Ykrayina – Belarys: Tezisu dokladov III Meshdynarodnoyi naychnoyi konferentsui, Sankt-Peterbyrg, 19 - 22 noyabrya 2012: Spb: OOO «Izdatelstvo LEMA», 2012. – s. 458.

9. Karnayhov A.P. Adsorbtsuya. Textupa dispersnuh i poristuh materialov. – Novosibirsk: Nayka. Cib. Predpriyatiye RAN, 1999. –470 s.

10. P. Gantenbein, S. Brunold, F. Flückiger, U. Frei Sorption Materials for Application in Solar Heat Energy Storage [Электронный ресурс] / Institute für Solartechnik SPF, University of Applied Sciences Rapperswil, Switzerland. – Internet: www.solarenergy.ch.

Рукопись поступила 25.06.2013 г.

УДК 669.1:621.1

Тимошпольский В.И. — д.т.н., проф., директор по науке и новой технике Научно-производственной группы компаний «Нефтегазстройизоляция», г. Киев

Кабишов С.М. — к.т.н., зав. лаб., Белорусский национальный технический университет (БНТУ), г. Минск

Трусова И.А. — д.т.н., проф., зав. каф., БНТУ, г. Минск

Герман М.Л. — к.ф.-м.н., доц., БНТУ, г. Минск

Ратников П.Э. — к.т.н., доц., БНТУ, г. Минск

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ ОТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КИСЛОРОДА ДЛЯ ОБОГАЩЕНИЯ ВОЗДУХА ГОРЕНИЯ В ГАЗОПОТРЕБЛЯЮЩИХ АГРЕГАТАХ

В работе представлена методика, позволяющая оценить энергоэффективность применения кислорода для обогащения воздуха при сжигании газообразных топлив в высокотемпературных энергетических и технологических установках. Достоинством данной работы является учет не только экономии непосредственно топлива, но также затрат электроэнергии на производство кислорода и снижение энергопотребления дутьевыми механизмами.

Ключевые слова: кислород; энергоэффективность; высокотемпературная установка; экономия топлива.

К числу основных составляющих энергосберегающего эффекта от обогащения кислородом дутьевого воздуха, применяемого при сжигании газообразного топлива в теплотехнологических агрегатах, можно отнести:

- уменьшение объема балластных газов (азота), нагреваемых в процессе горения топлива и, следовательно, уменьшение объема продуктов сгорания топлива, что, в свою очередь приводит к сокращению тепловых потерь с дымовыми газами;
- снижение объемов дутья и продуктов сгорания требует менее мощных тягодутьевых механизмов для обеспечения подачи газов в зону горения и отвода продуктов сгорания из нее;
- в образующихся продуктах сгорания повышается концентрация излучающих трехатомных газов, что увеличивает радиационный тепловой поток на тепловоспринимающие поверхности, интенсифицируя процессы теплообмена.

Экологические аспекты, в частности, образование NO_x , приведены в работе [1], при этом показано, что, несмотря на рост концентрации термических оксидов азота в продуктах горения газа в смеси с воздухом, обогащенным кислородом, общее количество NO_x в дымовых газах уменьшается. Следует также отметить, что на практике объемы выбросов NO_x при сжигании газообразного топлива в значительной степени зависят от совершенства конструкции горелочных устройств. Например, применение технологии FLOX [2] позволяет существенно уменьшить выбросы оксидов азота и минимизировать отрицательное влияние более высокого содержания кислорода в зоне горения на процесс их образования.

Учитывая сказанное, определим основные составляющие энергосберегающего эффекта от обогащения кислородом дутьевого воздуха, применяемого при сжигании газообразного топлива.

Для упрощения расчета сделаем некоторые допущения. Так как суммарное количество примесей в воздухе не превышает 1 % и они не оказывают существенного влияния на количественные показатели и физико-химические процессы горения топлива, будем считать, что воздух состоит только из азота (79 %) и кислорода (21 %).

Примем следующие обозначения:

δ_0 – доля кислорода в воздухе (0,21); $(1-\delta_0)$ – доля балластных составляющих в воздухе (азота и примесей, 0,79); δ – доля кислорода в смеси воздуха и кислорода; $(1-\delta)$ – доля балластных составляющих в смеси воздуха и кислорода; α – коэффициент избытка воздуха; q_0 – теплотворная способность 1 моля газообразного топлива, Дж/моль; t_{yx} , t_0 , $t_{0.c}$ – температура уходящих газов, подогрева смеси воздуха с кислородом и окружающей среды соответственно, °C; $c_p(N_2)$, $c_p(O_2)$ – молярная теплоемкость азота и кислорода соответственно, Дж/(моль·°C).

Стехиометрическое количество кислорода V_{O_2} , которое необходимо для сжигания 1 м³ газообразного топлива, численно равно стехиометрическому коэффициенту k перед кислородом в суммарной реакции горения 1 моля газообразного топлива

Тогда количество, подаваемой на горение смеси воздуха и кислорода, составит:

$$V_{\Pi} = k_{O_2} \alpha + k_{O_2} \alpha \cdot \left(\frac{1}{\delta} - 1 \right) = \frac{k_{O_2} \alpha}{\delta}, \text{ моль.} \quad (1)$$

Для случая сжигания 1 моля топлива примем, что количество продуктов сгорания всех компонентов топлива с учетом азота, который изначально содержался в топливе, равно k_{yx} . Очевидно, что данная величина не изменяется при обогащении воздуха кислородом. С учетом коэффициента избытка смеси (по кислороду) α запишем:

$$V_{yx} = k_{yx} + k_{O_2} \left[\frac{\alpha(1-\delta)}{\delta} \right] + k_{O_2}(\alpha - 1). \quad (2)$$

Уменьшение тепловых потерь при обогащении воздуха кислородом за счет уменьшения объема продуктов сгорания можно выразить следующим образом:

$$\Delta E_1 = c_p(N_2) \cdot \left[m_{N_2}^{(\text{возд})} (t_{yx}^{(\text{возд})} - t_0) - m_{N_2}^{(\text{смесь})} (t_{yx}^{(\text{смесь})} - t_0) \right], \text{ Дж}, \quad (3)$$

где ΔE_1 – количество энергии (теплоты), освободившееся за счет снижения тепловых потерь с дымовыми газами, Дж; $c_p(N_2)$ – удельная теплоемкость азота при температуре t_{yx} , (Дж/(кг·К)); $m_{N_2}^{(\text{воздух})}$ и $m_{N_2}^{(\text{смесь})}$ – масса балластного азота, содержащегося в воздухе и в воздушно-кислородной смеси, подаваемых на горение, кг.; $t_{yx}^{(\text{воздух})}$ и $t_{yx}^{(\text{смесь})}$ – температура дымовых газов на выходе из энергетической установки (котла) либо нагревательной печи, °С; t_0 и t_0 – начальная температура подогрева воздуха и смеси соответственно, °С.

При оценке эффекта обогащения воздуха кислородом для различных газопотребляющих агрегатов (котлов, печей) будем считать, что температура уходящих газов и температура подогрева смеси при использовании кислорода не изменяются. С учетом данного допущения можем записать, что количество тепловой энергии, освободившейся за счет снижения доли балласта при нагреве печных газов до температуры t_{yx} и выбросе их в атмосферу для случая сжигания 1 моля газообразного топлива, составит:

$$\Delta E_1 = c_m(N_2) \cdot k_{O_2} \alpha \cdot \left(\frac{1}{\delta_0} - \frac{1}{\delta} \right) \cdot (t_{yx} - t_0), \text{ (Дж/моль)}, \quad (4)$$

где δ – доля кислорода в обогащенном воздухе; $c_m(N_2)$ – молярная теплоемкость азота при температуре t_{yx} , Дж/(моль·К).

Фактически данная величина эквивалентна теплоте сгорания некоторого количества газа ΔV_1 и доле теплоты, вносимой подогретой смесью воздуха и кислорода. Будем считать, что прочие статьи теплового баланса газопотребляющего агрегата, за исключением потерь с уходящими газами, при использовании кислорода не изменяются. На основании сказанного запишем:

$$\Delta V_1 (q_0 + k_{O_2} \alpha \left[c_m(O_2) + c_m(N_2) \frac{1-\delta}{\delta} \right] (t_0 - t_{o.c.})) = c_m(N_2) \cdot k_{O_2} \alpha \cdot \left(\frac{1}{\delta_0} - \frac{1}{\delta} \right) \cdot (t_{yx} - t_0).$$

Обозначим $(t_0 - t_{o.c.})$ как Δt_0 , а $(t_{yx} - t_0)$ как Δt_{yx} . Тогда:

$$\Delta V_1 = \frac{c_m(N_2) \cdot k_{O_2} \alpha \cdot \left(\frac{1}{\delta_0} - \frac{1}{\delta} \right) \cdot \Delta t_{yx}}{q_0 + k_{O_2} \alpha \left[c_m(O_2) + c_m(N_2) \frac{1-\delta}{\delta} \right] \Delta t_0}, \text{ моль}. \quad (5)$$

С помощью формулы (5) можно рассчитать количество газа, которое будет сэкономлено за счет обогащения воздуха кислородом до концентрации δ при сохранении количественных и качественных показателей полезной нагрузки (тепловая мощность котла, производительность и температура нагрева металла в печи и т.п.).

Экономия энергии при снижении объема (массы) подаваемого в зону горения воздуха может быть оценена исходя из уравнения течения идеальной жидкости (уравнение Бернулли) без учета в силу малости диссипации энергии, связанной с вязкостью азота и потерями в дутьевом механизме. Для реальных условий следует учесть коэффициент повышения мощности k_2 в зависимости от условий работы (при температуре окружающей среды $t_{o.c.} = 20^\circ\text{C}$ и высоте над уровнем моря до 1000 м $k_1 = 1,2$), коэффициент запаса по производительности и напору ($k_2 = 1,2$), а также КПД дутьевого вентилятора (примем $\eta_v = 0,7$):

$$\Delta E_2 = p \cdot \Delta V_{\text{возд}} \frac{k_1 k_2}{\eta_v} = 2,06 p \cdot \Delta V_{\text{возд}}.$$

Определим $\Delta V_{\text{возд}}$. При сжигании газа с воздухом объем последнего составляет:

$$V_{\text{возд}} = k_{O_2} \alpha \frac{1}{\delta_0}, \text{ (моль)}.$$

Так как на выходе из любой воздухоразделительной установки кислород имеет давление, достаточное для подачи через редуцирующее устройство в горелку, то будем считать, что при обогащении воздуха кислородом, последний подается в воздуховод после воздушной дувки. Следовательно, электроэнергия затрачивается лишь на подачу воздуха для получения концентрации кислорода на входе в горелку, равной δ .

За счет уменьшения потребления газа на ΔV_1 объем подаваемой на горение смеси, а, следовательно, и воздуха уменьшится:

$$V_{\text{возд}}^{(\text{смесь})} = k_{O_2} \alpha \frac{1-\delta}{\delta(1-\delta_0)} (1 - \Delta V_1).$$

Тогда:

$$\Delta V_{\text{возд}} = k_{O_2} \alpha \cdot \left(\frac{1}{\delta_0} - \frac{1-\delta}{\delta(1-\delta_0)} (1 - \Delta V_1) \right).$$

Учитывая, что объем, занимаемый одним молем азота при нормальных условиях приблизительно равен $0,0224 \text{ м}^3/\text{моль}$, получим:

$$\begin{aligned} \Delta E_2 &= 2,06 p \cdot \Delta V_{N_2} = 2,06 p \cdot 0,0224 \cdot k_{O_2} \alpha \times \\ &\times \left(\frac{1}{\delta_0} - \frac{1-\delta}{\delta(1-\delta_0)} (1 - \Delta V_1) \right) p, \text{ (Дж)}, \end{aligned} \quad (6)$$

где p – давление воздуха (смеси) перед горелкой, Па.

В переводе на расход газа можем записать, что доля экономии составит:

$$\Delta V_2 = 0,0461 \cdot \frac{k_{O_2} \alpha p}{q_0} \cdot \left(\frac{1}{\delta_0} - \frac{1-\delta}{\delta(1-\delta_0)} (1 - \Delta V_1) \right). \quad (7)$$

Для удаления дымовых газов могут использоваться дымососы. Тогда при условии, что дымовые газы перед дымососом не разбавляются воздухом для понижения температуры (как это иногда делается в высокотемпературных печах), величину экономии за счет уменьшения потребления электроэнергии двигателем дымососа можно рассчитать аналогично формулам (6), (7). Так как во многих энергетических установках и пламенных печах дымовые газы удаляются за счет естественной тяги, образующейся от высотной разности давлений на выходе из топки и в устье дымовой трубы, то при оценке эффективности применения кислорода в данной работе экономию энергии в системе дымоудаления учитывать не будем.

Дополнительный расход энергии на выработку кислорода для обогащения дутьевого воздуха может быть рассчитан следующим образом:

$$\Delta E_3 = \alpha \cdot k_{O_2} \cdot E_0 \cdot \frac{\delta - \delta_0}{\delta - \delta \delta_0} (1 - \Delta V_1), \text{ (Дж)} \quad (8)$$

где E_0 – удельный расход энергии на выработку кислорода (Дж/моль).

Согласно работе [4] удельный расход энергии на производство 1 моля кислорода при использовании наиболее распространенных в настоящее время способов разделения воздуха (криогенного, адсорбционного и мембранного) составляет от 26611 Дж/моль до 69349 Дж/моль.

Тогда по аналогии с уравнением (7) дополнительный расход энергии на получение кислорода эквивалентен

$$\Delta V_3 = \frac{\alpha \cdot k_{O_2} \cdot E_0}{q_0} \cdot \frac{\delta - \delta_0}{\delta - \delta \delta_0} (1 - \Delta V_1). \quad (9)$$

Суммарный эффект от обогащения воздуха кислородом будет равен:

$$\Xi = \frac{\alpha k_{O_2}}{q_0} \left[\frac{q_0}{\alpha k_{O_2}} \Delta V_1 + 0,0461 p \left(\frac{1}{\delta_0} - \frac{1-\delta}{\delta(1-\delta_0)} (1 - \Delta V_1) \right) - E_0 \frac{\delta - \delta_0}{\delta - \delta \delta_0} (1 - \Delta V_1) \right]. \quad (10)$$

Используя полученную зависимость, представляется возможным оценить влияние различных факторов на эффективность применения кислорода при сжигании различных газообразных топлив. В частности, очевидно, что на величину эффекта будут влиять:

- коэффициент избытка кислорода в смеси α ;
- стехиометрическое количество кислорода k_{O_2} , необходимое для сжигания газообразного топлива;
- температура уходящих газов и температура подогрева воздушно-кислородной смеси;
- давление воздушно-кислородной смеси перед горелкой;
- энергозатраты на получение кислорода.

Очевидно, что теплотворная способность топлива q_0 и стехиометрическое количество кислорода k_{O_2} , необходимого для сжигания 1 моля данного топлива, оказывают противоположное воздействие на величину экономии. Влияние калорийности газа q_0 на долю экономии рассмотрим на примере процессов сжигания коксового, доменного и природного газов. Характеристика топлива приведена в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика газообразных топлив

Топливо	Удельная теплота сгорания q_0 , Дж/моль	Стехиометрическое количество кислорода для сжигания 1 моля газа k_{O_2} , моль/моль
Природный газ	784000	1,953
Коксовый газ	400142,5	0,914
Доменный газ	89567,4	0,16

При проведении расчетов приняли, что кислород производится в криогенной установке, энергозатраты на его производство составляют $E_0 = 30\,000$ Дж/ моль; коэффициент избытка кислорода, подаваемого в смеси на горение, равен $\alpha = 1,05$; давление воздуха перед горелкой $p = 4000$ Па, воздушно-кислородная смесь не подогревается ($\Delta t_0 = 0$).

Результаты расчетов для вариантов сжигания доменного, коксового и природного газов приведены на рисунках 1 (а-в).

Анализ представленных рисунков показывает, что при температуре дымовых газов выше $400\,^{\circ}\text{C}$ наибольшая эффективность использования воздуха, обогащенного кислородом, наблюдается при сжигании природного газа. Причем, по мере увеличения концентрации кислорода в смеси величина эффекта монотонно возрастает. При уменьшении калорийности топлива эффективность использования кислорода несколько уменьшается. Так, если при сжигании природного газа максимальный эффект при $\Delta t_{yx} = 1000\,^{\circ}\text{C}$ составляет около 23 %, то для коксового газа – около 21 %, доменного – 16 %. Однако в случае, когда разность температуры уходящих газов и окружающей среды равна $100\,^{\circ}\text{C}$, т.е. для варианта сжигания газообразного топлива, например, в водогрейном котле, энергоэффективность использования кислорода отрицательная. Это характерно для всех рассмотренных горючих газов.

Вместе с тем, если рассмотреть отдельно члены зависимости (10), т.е. составляющие, определяющие величину эффекта – уменьшение расхода топлива в газопотребляющем агрегате за счет использования кислорода, уменьшения расхода электроэнергии в дутьевых механизмах и дополнительный расход электроэнергии на получение кислорода из воздуха, то получим картину, представленную на рисунке 2.

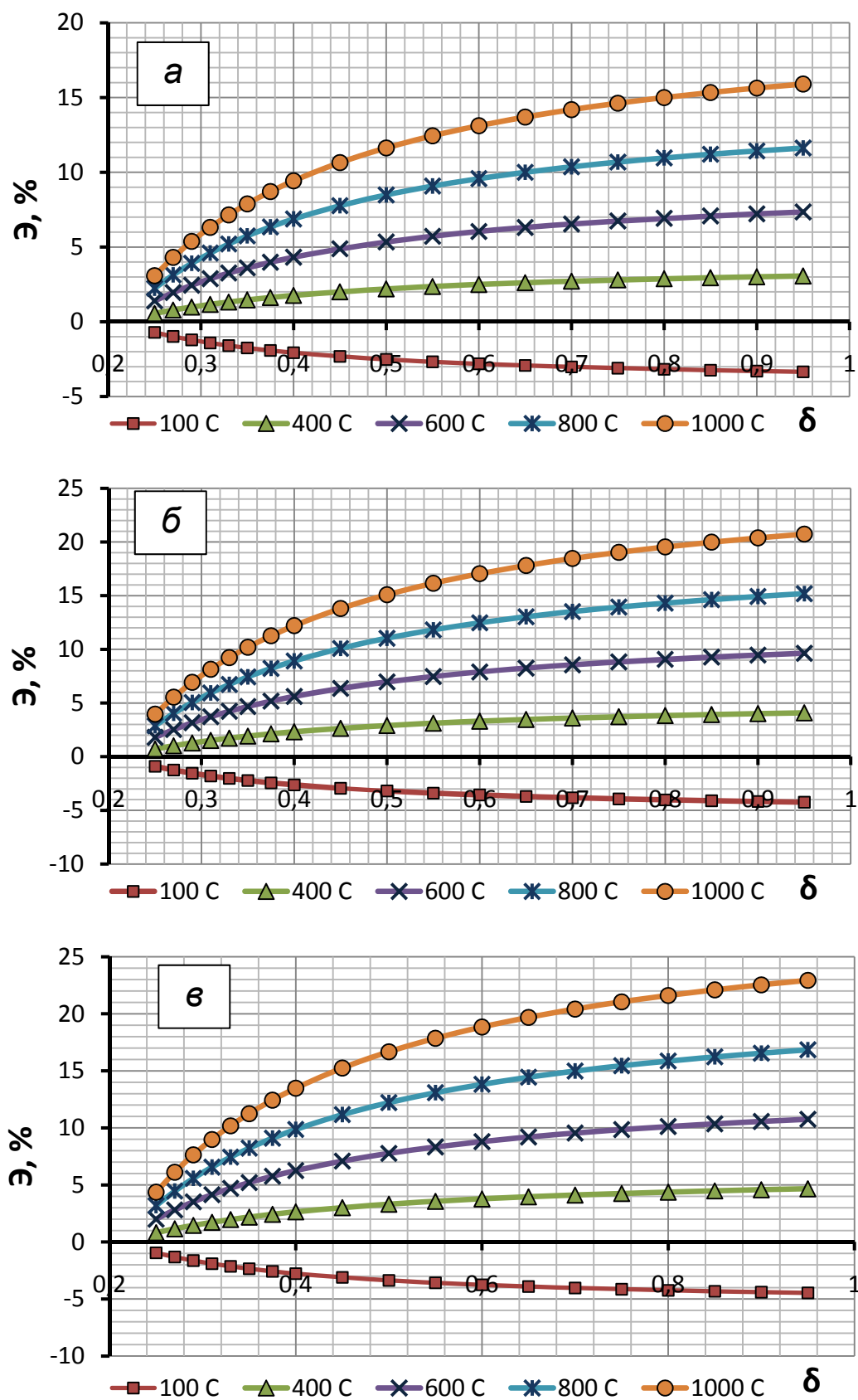


Рис. 1. Зависимость эффекта от использования кислорода для обогащения дутьевого воздуха при сжигании газообразных топлив: а) доменного газа; б) коксового газа; в) природного газа

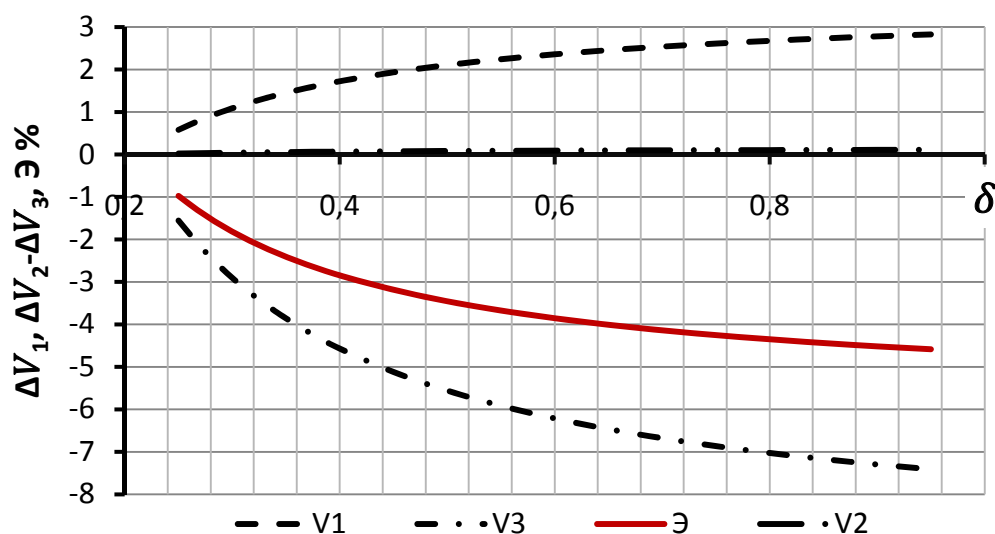


Рис. 2. Зависимость составляющих эффекта при сжигании природного газа в водогрейном котле от концентрации кислорода в смеси

Анализ приведенных зависимостей показывает, что в водогрейном котле отрицательная энергоэффективность использования кислорода обусловлена величиной затрат на его получение из воздуха, которые значительно превышают сумму положительных составляющих: экономию газа непосредственно в агрегате и электроэнергии в дутьевом механизме.

Приравняв зависимость (10) к нулю при отсутствии предварительного подогрева смеси ($\Delta t_0 = 0$) и прибавив значение температуры окружающей среды $t_{o.c.} = 20^\circ\text{C}$, можно определить предельные значения t_{yx} , выше которых будет наблюдаться положительная эффективность использования кислорода:

$$t_{yx} = \frac{E_0 - 0,0461 p \frac{1}{\delta_0}}{c_m(N_2) \left[\frac{1}{\delta_0} - 1 + \frac{\alpha k_{O_2}}{\delta \delta_0 q_0} (E_0(\delta - \delta_0) + 0,0461 p \cdot (1 - \delta)) \right]} + t_{o.c.} \quad (11)$$

Во всем диапазоне концентраций кислорода в смеси с воздухом для получения положительного эффекта температура уходящих газов должна быть не ниже линии, представленной на рисунке 3. Как видим, рост концентрации кислорода от 0,25 до 0,95 несколько понижает минимально допустимую температуру дымовых газов. Но это снижение относительно невелико: температура t_{yx} уменьшается от 279 до 265 $^\circ\text{C}$.

Интерес также представляет анализ влияния на эффективность использования кислорода при сжигании газообразного топлива таких параметров, как коэффициент избытка окислителя α и температуры предварительного подогрева смеси Δt_0 на эффективность предлагаемого мероприятия. Учитывая, что подогрев воздуха в

рекуперативных теплообменниках имеет смысл при достаточно высоких температурах уходящих газов, рассмотрим варианты с $\Delta t_{yx} = 600^\circ\text{C}$; 800°C ; 1000°C . При этом температуру подогрева воздушно-кислородной смеси примем равной $\Delta t_0 = 0,5\Delta t_{yx}$. Полученные зависимости приведены на рисунке 4.

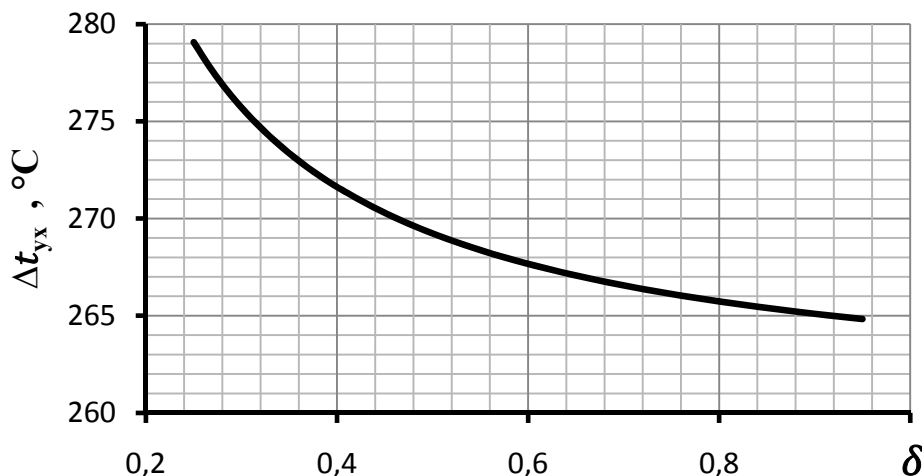


Рис. 3. Граничные значения температуры уходящих газов при сжигании природного газа с воздухом, обогащенным кислородом (коэффициент избытка по кислороду $\alpha=1,05$) (выше линии – энергоэффективность положительная, ниже – отрицательная)

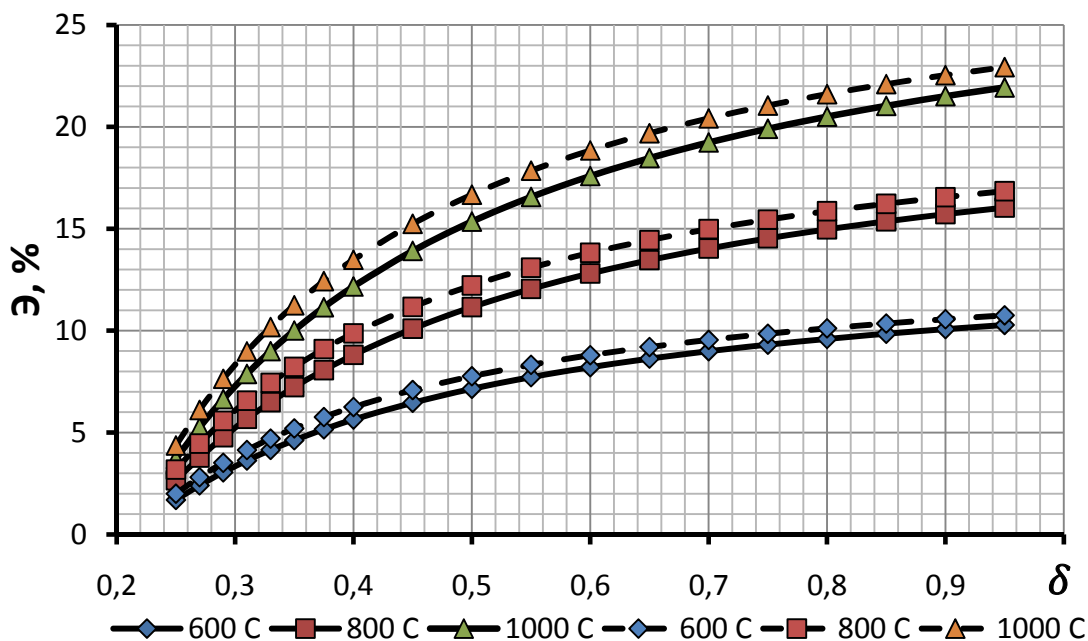


Рис. 4. Величина эффекта от обогащения воздуха горения кислородом при подогреве смеси до температуры $\Delta t_0 = 0,5\Delta t_{yx}$: с подогревом смеси воздуха и кислорода – сплошные линии; без подогрева – штриховые линии

Сравнение представленных результатов (сплошные линии) с данными, полученными при расчете эффективности использования кислорода без предварительного подогрева смеси (штриховые линии), показывает, что при наличии рекуперативного теплообменника сравнительная эффективность использования кислорода для обогащения воздуха горения несколько снижается. Но это уменьшение незначительно. Не следует забывать, что совместное использование кислорода и подогрева воздушно-кислородной смеси увеличивает суммарную энергоэффективность процесса. Если, например, при температуре дымовых газов $t_{yx} \approx 800^\circ\text{C}$ подогрев воздуха до 400°C дает около 25 % экономии топлива, то за счет обогащения воздуха до $[\text{O}_2]=50\%$ величина экономии возрастет еще на 12 % от расхода газа. Фактический расход по сравнению с вариантом, в котором отсутствует рекуператор и не используется кислород, составит:

$$B = B_0 \cdot (1 - 0,25) \cdot (1 - 0,12) = 0,66B_0.$$

Таким образом, суммарная экономия энергоресурсов составит 34 % от начального расхода природного газа.

Для оценки влияния α рассмотрим процесс сжигания природного газа с воздухом, обогащенным кислородом. Коэффициент избытка кислорода α будем варьировать в пределах от 1,05 до 1,5; примем $\Delta t_{yx} = 800^\circ\text{C}$, $\Delta t_0 = 400^\circ\text{C}$, все остальные параметры такие же, как и в предыдущих расчетах. Результаты приведены на рисунке 5.

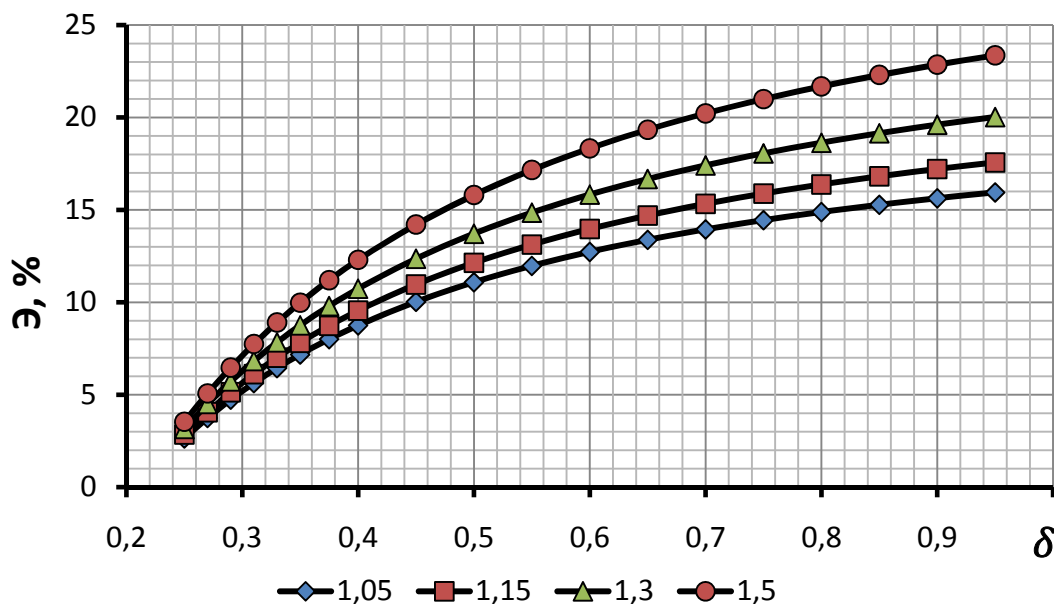


Рис. 5. Влияние коэффициента избытка кислорода (смеси) на величину энергоэффективности

Очевидно, что увеличение коэффициента избытка кислорода при сжигании природного газа позволяет существенно уменьшить расход энергоресурсов, необходимых для реализации процесса. Это показывает, что максимальной эффективности от применения кислорода можно достичь, например, в плавильных печах, сжигая газ в газокислородной фурме и одновременно используя эту фурму для вдувания в рабочее пространство дополнительного кислорода (для подрезки лома или окисления примесей либо CO).

Таким образом, анализ, выполненный в данной работе, показывает:

1. Эффект от применения кислорода при сжигании газообразного топлива тем выше, чем больше отношение $\frac{q_0}{k_{O_2}}$ (теплотворной способности топлива к стехиометрическому количеству кислорода, необходимого для горения). Т.е. для «тяжелых» топлив, например, пропан-бутановой смеси или природного газа, в котором достаточно велика доля углеводородов, более тяжелых, чем метан, эффективность будет выше, чем у топлив с высоким содержанием CO и H_2 , а также балластных составляющих (N_2 , O_2).

2. Обогащение воздуха кислородом при отсутствии рекуперации теплоты уходящих газов позволяет получить положительный эффект лишь при условии, что температура уходящих газов превышает определенное значение (от 265 до 279 °С в зависимости от степени обогащения при коэффициенте избытка кислорода 1,05).

3. Наличие рекуперативного теплообменника несколько снижает эффект от использования кислорода. Кроме того, если отсутствует возможность подогрева смеси в металлическом рекуператоре по причине высокой концентрации и химической активности кислорода, а воздух в базовом варианте подогревается, то использовать кислород не имеет смысла, либо необходимо ограничиться невысокой концентрацией его в смеси, которая не будет отрицательно влиять на долговечность теплообменника.

4. Применение кислорода будет эффективно в случае использования рекуперативных либо регенеративных горелок с керамическим теплообменником, который не подвергается окислению. За счет технологии сжигания FLOX в данных горелках попутно будет решена проблема образования термических NO_x . Тогда экономия топлива будет складываться из двух составляющих: экономии от подогрева дутья и экономии от использования кислорода.

5. Высока эффективность сжигания газа с использованием дутья, обогащенного кислородом в том случае, когда технологический про-

цесс требует наличия окислительной атмосферы в рабочем пространстве агрегата (дуговые сталеплавильные печи и др.).

Список литературы

1. Кабишов С. М. Анализ эффективности технологических методов снижения выбросов NO_x при сжигании углеводородного топлива в теплоэнергетических установках / С. М. Кабишов, И. А. Трусова, П. Э. Ратников, Д. В. Менделев // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений стран СНГ. Энергетика. – 2013. – № 2. – С. 48–53.
2. Макий А. Технология беспламенного горения // Оборудование. Технический альманах. – 2006. – № 4. – С. 14–17.
3. Губинский В. И. Металлургические печи. Теория и расчеты. Учеб. в 2 т. Т.1. / В. И. Губинский, В. И. Тимошпольский, В. М. Ольшанский и др.; под общ. ред. В. И. Тимошпольского, В. И. Губинского. – Минск : Белорусская наука, 2007. – 596 с.
4. Карп И. Н. Использование кислорода и обогащенного кислородом воздуха в нагревательных печах, колодцах, стендах разогрева сталеразливочных ковшей / Карп И. Н., Зайвый А. Н., Марцевой Е. П., Пьяных К. Е. // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2012. – № 3. – С. 18–29.

Рукопись поступила 12.10.2013 г.

УДК 661.666:66.096.5

Федоров С.С. — к.т.н., доц., Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Губинский М.В. — д.т.н., проф., НМетАУ

Форись С.Н. — к.т.н., доц., НМетАУ

Дворецкий Д.С. — магистр, НМетАУ

АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ УГЛЕРОДНОГО МАТЕРИАЛА В ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧАХ КИПЯЩЕГО СЛОЯ

Проведены исследования взаимосвязи условий перемешивания углеродного материала и неоднородности температурного поля в высокотемпературных электротермических печах кипящего слоя. Определено влияние температуры процесса, производительности, размера частиц, конструктивных размеров, режима псевдооживления и тепловых потерь через футеровку на перепад температур по сечению печи. Получена регрессионная зависимость, позволяющая выполнять оценку данного показателя при конструировании электротермических печей кипящего слоя.

Ключевые слова: электротермическая печь; кипящий слой; углеродный материал; массообмен; температурное поле.

Введение

Сегодня глобальный рынок углеродных материалов развивается стремительно быстро. Выбор сырья и способа их производства определяется техническими требованиями конечных потребителей. Приоритет остается за малозатратными с энергетической точки зрения технологиями, обеспечивающими высокое качество продукции. В этом ключе высокотемпературная обработка углеродного сырья в электротермических печах кипящего слоя [1 – 3] обладает рядом достоинств:

- возможность ведения процесса в широком интервале температур 2000 – 3000 °С;
- возможность использования различных углеродных материалов, в том числе, и углеродсодержащих отходов;
- технологичность, обеспечивающая поточную непрерывную переработку в промышленных объемах 1 – 2 т/ч;
- возможность утилизации теплоты готового продукта.

Электротермическая печь кипящего слоя (ЭТПКС) для тепловой обработки углеродного сырья является основным агрегатом в составе технологической линии по производству графитовых материалов (рис. 1). Рабочее пространство имеет цилиндрическую форму и футеровано графитовыми блоками 2, одновременно выполняющими роль анода. В объеме печи можно выделить три характерные зоны: верхнюю 3, центральную 4 (активную зону нагрева) и нижнюю 5 (пространство под электродом). Центральный графитовый электрод служит для подвода электрической энергии.

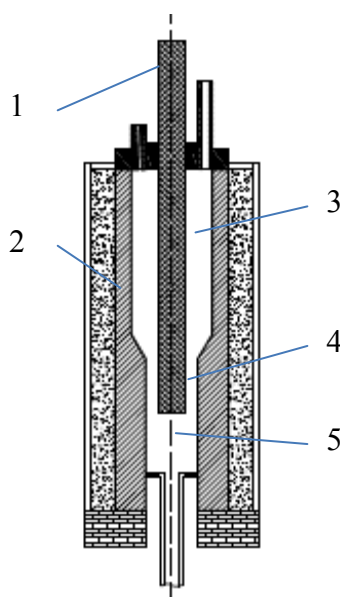


Рис. 1. Электротермическая печь кипящего слоя:

- 1 – центральный электрод
- 2 – футеровка
- 3 – зона «торможения» материала
- 4 – активная зона нагрева
- 5 – подэлектродное пространство

Электротермический нагрев осуществляется в активной зоне, где расстояние между центральным электродом и футеровкой минимальное. Ток проходит в радиальном направлении через псевдоожженный слой электропроводного материала. В результате попеременного образования и разрушения цепочек искровых разрядов [4] между дисперсными частицами происходит выделение тепловой энергии на их поверхности, нагрев слоя и возгонка химических примесей. В итоге на выходе из печи остается «чистый» графитированный углеродный материал.

Верхняя часть рабочего пространства имеет расширение, что ограничивает зону нагрева и обеспечивает «торможение» взвешенных частиц, препятствуя тем самым их уносу. Под центральным электродом материал оседает и удаляется из печи. Здесь же располагается узел подвода псевдоожижающего агента.

Коаксиальная ориентация электродов, необходимая для симметричной работы печи, является в тоже время причиной неравномерного тепловыделения. Тепловая мощность снижается от электрода к футеровке, что связано с уменьшением сопротивления цепи.

Постановка задачи исследования

Для изотропного кипящего слоя, пренебрегая его электроконтактным сопротивлением с электродами, количество выделившейся теплоты в объеме печи можно выразить как [2, 4]:

$$Q = I^2 \cdot \Omega = I^2 \cdot \frac{\varrho}{2 \cdot \pi \cdot H_{\text{акт}}} \cdot \ln \frac{R_{\text{акт}}}{R_{\text{эл}}}, \text{Вт} \quad (1)$$

а зависимость ее локальных значений по радиусу:

$$\frac{dQ}{dr} = I^2 \cdot \frac{d\Omega}{dr} = I^2 \cdot \frac{\varrho}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot H_{\text{акт}}}, \text{Вт/м} \quad (2)$$

где I – ток в печи, А; Ω – электрическое сопротивление кипящего слоя, Ом; ϱ – удельное электрическое сопротивление кипящего слоя, Ом·м; $H_{\text{акт}}$ – высота активной зоны, м; $R_{\text{эл}}$, $R_{\text{акт}}$ – соответственно радиус центрального электрода и активной зоны, м; r – текущий радиус, м.

В свою очередь, удельное тепловыделение в единице объема определяется выражениями (3 – 4):

- для среднеинтегрального значения в печи:

$$\overline{q_v} = \frac{Q}{V}, \text{Вт/м}^3; \quad (3)$$

- для локальных значений по радиусу:

$$q_v(r) = \frac{dQ}{dV}, \text{Вт/м}^3 \quad (4)$$

где $V = \pi \cdot (R_{\text{акт}}^2 - R_{\text{эл}}^2) \cdot H_{\text{акт}}$ – объем активной зоны печи, м³; $dV = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot H_{\text{акт}}$ – объем некоторого элементарного коаксиального участка в этой зоне, м³.

С учетом зависимостей (1 – 4) отношение локальной удельной тепловой мощности $q_v(r)$ к ее среднеинтегральному значению $\overline{q_v}$ изменяется обратно пропорционально квадрату радиуса:

$$\frac{q_v(r)}{\overline{q_v}} = \frac{1}{2 \cdot r^2} \cdot \frac{R_{\text{акт}}^2 - R_{\text{эл}}^2}{\ln \frac{R_{\text{акт}}}{R_{\text{эл}}}}. \quad (5)$$

Построенная на основе (5) кривая $q_v(r)/\overline{q_v}$ для ЭТПКС с заданными геометрическими размерами ($R_{\text{эл}} = 200$ мм, $R_{\text{акт}} = 400$ мм) пока-

зывает, что скорость нагрева материала у центрального электрода в 4-ре выше, чем на периферии (рис. 2), и не зависит от мощности агрегата.

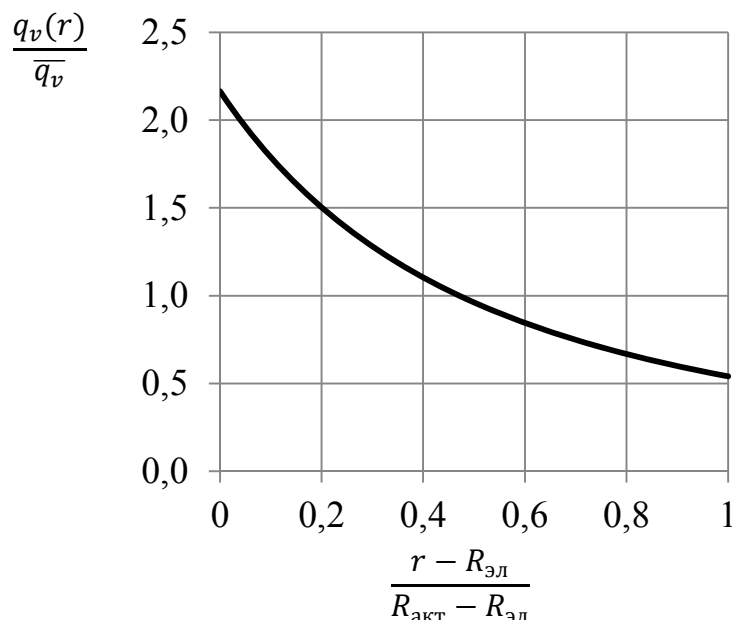


Рис. 2. Относительное распределение источников теплоты по радиусу ЭТПКС ($R_{эл} = 200$ мм; $R_{акт} = 400$ мм)

Из приведенного анализа следует, что важную роль в надежности работы ЭТКПС играют процессы массообмена. Реализация кипящего слоя не только способствует выравниванию температурного поля за счет перемешивания материала, но и повышает электрическое сопротивление по отношению к плотному слою, обеспечивая в итоге необходимую тепловую мощность.

Наибольшая неоднородность температурного поля характерна для малоинтенсивного перемешивания слоя [5]. Такому режиму свойственны нежелательные явления, такие как: выход некондиционного продукта из-за увеличения времени пребывания материала в зоне низких температур; уменьшение ресурса работы центрального электрода по причине локального перегрева; повышение удельного расхода электроэнергии. Помимо этого, существует угроза короткого замыкания электрической цепи и аварийного останова печи. Поэтому, с точки зрения эффективной работы агрегата режим псевдоожижения должен быть развитым. В то же время, чрезмерный избыток газовой фазы нежелателен по причине увеличения потерь теплоты с уходящими газами, большими эксплуатационными расходами, связанными с их до-

жиганием и очисткой, а также дополнительным уносом мелких фракций материала.

Таким образом, на наш взгляд, выбор рационального режима псевдооживления в ЭТПКС имеет большое практическое значение. Причем, это не только задача наладки конкретного действующего агрегата, но и разработки новых печей, когда осуществляется выбор геометрии рабочего пространства. В этой связи, целью проведенных исследований явилось определение условий эффективного перемешивания материала в таких агрегатах, обеспечивающих однородную температуру, с учетом возможных вариаций режимных и конструктивных параметров.

Разработка методики исследований

Методика исследований основывалась на одномерной диффузионной модели теплообмена в кипящем слое [6]. Предполагалось, что перенос теплоты, определяющий выравнивание температурного поля в радиальном направлении, обусловлен конвективными токами материала. Такой подход допускает пренебрегать влиянием газовой фазы в связи с ее незначительной массой. При этом получило распространение математическое представление подобных задач с использованием эквивалентного коэффициента эффективной теплопроводности $\lambda_{эф}$, основанное на аналогии массо- и теплопереноса в кипящем слое. Несмотря на некоторое искажение физической сути процесса, это упрощает решение и интерпретацию полученных результатов.

Более сложным является вопрос учета переноса теплоты излучением в объеме кипящего слоя, а также его вклада в общую картину теплообмена. Однозначного мнения в данном случае нет, поскольку, с одной стороны, эффективная длина луча $l_{эф}$ в ядре кипящего слоя соизмерима с размером частиц дисперсного материала 0,1-2 мм и, таким образом, является сдерживающим фактором в механизме лучистого теплообмена. С другой стороны, сверхвысокие температуры до 3000°C, обеспечивают высокую интенсивность теплового излучения. На фоне этого, отсутствуют достоверные экспериментальные и расчетные методики определения степени черноты кипящего слоя, а также соответствующие модели [7,8]. При этом доказанным фактом является то, что степень черноты слоя всегда выше, чем у материала.

Выполненная нами приближенная оценка соотношения лучистой и конвективной составляющих переноса на основе выражения (6) в интервале рабочих температур 2000 – 3000 °C при $l_{эф} = 2$ мм, без учета влияния развитых газовых пузырей, показала, что в условиях, характерных для работы ЭТПКС, доля теплового излучения на два порядка ниже (рис. 3):

$$\frac{q_{\text{изл}}}{q_{\lambda_{\text{эф}}}} = \frac{\sigma_{\text{пр}} \cdot (T_a^4 - T_b^4)}{\lambda_{\text{эф}} \cdot \frac{(T_a - T_b)}{l_{\text{эф}}}}, \quad (6)$$

где $q_{\text{изл}}$ и $q_{\lambda_{\text{эф}}}$ – соответственно плотность теплового потока излучением и эффективной теплопроводностью в элементарном объеме размером $l_{\text{эф}} = 2$ мм, Вт/м²; $\sigma_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент излучения в элементарном объеме, ограниченном частицами графита, Вт/(м·К⁴); T_a и T_b – температуры кипящего слоя на границах этого объема, К.

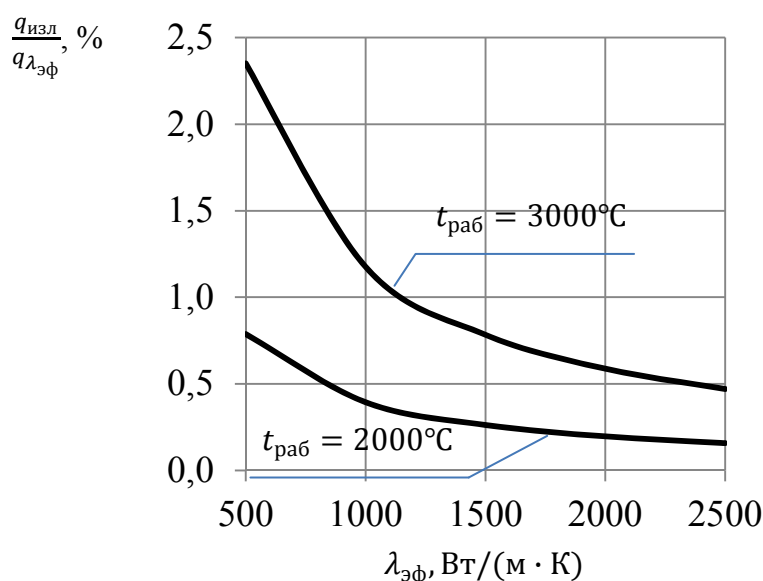


Рис. 3. Отношение интенсивности лучистого переноса теплоты к эффективной теплопроводности в кипящем слое

Это дает основания, с определенной степенью допущения, не учитывать лучистую составляющую в рассматриваемой задаче.

Поскольку теплообмен в кипящем слое является квазистационарным процессом, то для описания процесса было использовано дифференциальное уравнение переноса теплоты в следующем виде:

$$\frac{\lambda_{\text{эф}}}{\rho_{\text{м}} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot c_{\text{м}}} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{q_v(r) + q_m}{\rho_{\text{м}} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot c_{\text{м}}} = 0; \quad (7)$$

при граничных условиях:

- на поверхности центрального электрода:

$$\lambda_{\text{эф}} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=R_{\text{эл}}} = 0; \quad (8)$$

- на поверхности футеровки:

$$\lambda_{\text{эф}} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=R_{\text{акт}}} = \text{const}, \quad (9)$$

где $\lambda_{\text{эф}}$ – эффективный радиальный коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ε – порозность слоя; $\rho_{\text{м}}$ – плотность материала, кг/м³; $c_{\text{м}}$ – удельная теплоемкость материала, Дж/(кг·°С); $q_{\text{м}}$ – затраты теплоты на нагрев и термообработку материала, а также на нагрев псевдоожижающего агента, Вт/м³.

Принято, что распределение материала и газа равномерное по сечению:

$$q_{\text{м}} = \frac{G \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{\text{раб}} - t_{\text{м0}}) + V_{\text{г}} \cdot c_{\text{г}} \cdot (t_{\text{раб}} - t_{\text{г0}})}{\pi \cdot (R_{\text{акт}}^2 - R_{\text{эл}}^2) \cdot H_{\text{акт}}}, \quad (10)$$

где $t_{\text{м0}}, t_{\text{г0}}$ – соответственно начальные температуры материала и псевдоожижающего агента, °С; G – расход материала в печи, кг/с; $V_{\text{г}}$ – расход псевдоожижающего агента, м³/с; $c_{\text{г}}$ – средняя теплоемкость псевдоожижающего агента, Дж/(м³·°С).

Расчет коэффициента эффективной теплопроводности выполнялся на основе рекомендаций [6]:

$$\lambda_{\text{эф}} = a_{\text{эф}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot c_{\text{м}}; \quad (11)$$

$$a_{\text{эф}} = 1,4 \cdot \nu \cdot \left(\frac{w}{w_{\text{кр1}}} - 1 \right)^{0,35} \cdot Ar^{0,12} \cdot \left(\frac{H_{\text{акт}}}{D_{\text{экв}}} \right)^{0,05}; \quad (12)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{18 \cdot Re + 0,36 \cdot Re^2}{Ar} \right)^{0,21}; \quad (13)$$

$$w_{\text{кр1}} = Re_{\text{кр1}} \cdot \frac{\nu}{d}; \quad (14)$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}; \quad (15)$$

$$Re_{\text{кр1}} = \frac{Ar}{1400 + 5,22 \cdot \sqrt{Ar}}; \quad (16)$$

$$Ar = \frac{g \cdot d^3}{\nu^2} \cdot \frac{(\rho_{\text{г}} - \rho_{\text{м}})}{\rho_{\text{г}}}, \quad (17)$$

где $a_{\text{эф}}$ – радиальный коэффициент эффективной температуропроводности, соответствующий коэффициенту радиальной диффузии материала β , м²/с; ν – кинематический коэффициент вязкости газа при рабочей температуре, м²/с; w – действительная скорость газа, отнесенная к пустому сечению зоны нагрева, м/с; $w_{\text{кр1}}$ – первая критическая скорость начала псевдоожижения, м/с; $D_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр зоны нагрева, м; d – среднемассовый диаметр частиц материала, м;

Re, Ar – числа подобия Рейнольдса и Архимеда, соответствующие режиму псевдоожижения; $Re_{кр1}$ – число подобия Рейнольдса, соответствующее первой критической скорости псевдоожижения; ρ_r – плотность газа в действительных условиях, кг/м^3 .

При определении теплофизических свойств газа и материала в условиях высоких температур использовались справочные данные [9,10]. Задача (7 – 16) решалась методом элементарных тепловых балансов для расчетных участков рабочего пространства печи, шаг разбиения которых по радиусу Δr составлял около 5 мм. В качестве управляющих факторов (табл. 1) в параметрическом исследовании были рассмотрены рабочая температура $t_{\text{раб}}$, производительность G , средняя длительность термообработки (время пребывания материала в активной зоне), диаметр частиц $d_{\text{ч}}$, высота активной зоны нагрева $H_{\text{акт}}$, соотношение радиусов активной зоны и электрода $R_{\text{акт}}/R_{\text{эл}}$, число псевдоожижения $W = w / w_{\text{кр1}}$, а также потери теплоты через стенки рабочего пространства $q_{\text{пот}}$ в процентном отношении от мощности ЭТПКС.

Таблица 1

Диапазон исследования влияния условий перемешивания материала на неоднородность температурного поля в ЭТПКС

Параметр	Диапазон изменения
Рабочая температура $t_{\text{раб}}$, °C	2000 – 3000
Производительность G , кг/ч	500 - 2000
Средняя длительность термообработки τ , мин	5 – 60
Диаметр частиц $d_{\text{ч}}$ мм	0,1 – 2
Высота активной зоны $H_{\text{акт}}$, м	0,4 – 2,0
Отношение $R_{\text{акт}}/R_{\text{эл}}$	1,2 – 4,4
Число псевдоожижения $w/w_{\text{кр1}}$	1,5 – 5,5
Потери теплоты через изоляцию в процентах от тепловой мощности $q_{\text{пот}}$, %	0 – 20 %

Область исследования (табл. 1) задавалась исходя из технических соображений и экспертных оценок для ЭТПКС производительностью 500 – 2000 кг/ч [1]. Критерием неоднородности температурного поля по сечению печи выступала разность температур у поверхностей центрального электрода и футеровки Δt , а также ее отношение к средней температуре материала в зоне термообработки $\Delta t/t_{\text{раб}}$. При этом пере-

пад температур по сечению должен быть как можно меньше и не превышать $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t/t_{\text{раб}} < 1,6\%$), что коррелируется с точностью современных средств измерения.

Анализ полученных результатов

Результаты исследований представлены на рис. 4 и в табл. 2. В исследованном диапазоне параметров работу перемешивания материала в ЭТПКС можно считать удовлетворительной, несмотря на характер распределения удельной тепловой мощности (рис. 2). Из всего массива данных только лишь малой части сочетаний управляющих параметров ($\sim 20\%$) отвечает неоднородность температурного поля на уровне, превышающем $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это наглядно видно на основе результатов расчета для некоторого базового сочетания параметров: $t_{\text{раб}} = 2500\text{ }^{\circ}\text{C}$; $G = 1000\text{ кг/ч}$; $\tau = 20\text{ мин}$; $d_{\text{ч}} = 1\text{ мм}$; $H_{\text{акт}} = 1\text{ м}$; $R_{\text{акт}}/R_{\text{эл}} = 2$; $W = 3$; $q_{\text{пот}} = 5\%$ (рис. 4).

Причем, вариация каждого из этих параметров по отдельности в заданном интервале (табл. 1) не приводит к существенному изменению перепада температур по сечению, максимальное значение которого не превышает $18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Такой порядок величин находится не только в пределах погрешности расчета, но и точности современных измерительных приборов.

Таблица 2

Отдельные сочетания управляющих параметров
с перепадом температур по сечению $200 - 450\text{ }^{\circ}\text{C}$

Параметр	Значение			
Рабочая температура $t_{\text{раб}}$, $^{\circ}\text{C}$	2000	2667	2000	3000
Производительность G , кг/ч	2000	2000	2000	2000
Средняя длительность термообработки τ , мин	60	42	5	5
Диаметр частиц $d_{\text{ч}}$, мм	0,10	0,10	0,10	0,10
Высота активной зоны $H_{\text{акт}}$, м	0,40	0,40	0,93	0,40
Отношение $R_{\text{акт}}/R_{\text{эл}}$	4,40	4,40	4,40	3,33
Число псевдоожижения W	1,5	4,2	1,5	2,8
Потери теплоты через изоляцию в процентах от тепловой мощности $q_{\text{пот}}$, %	20,0	20,0	20,0	20,0
Перепад температур по сечению Δt , $^{\circ}\text{C}$	448	282	202	212

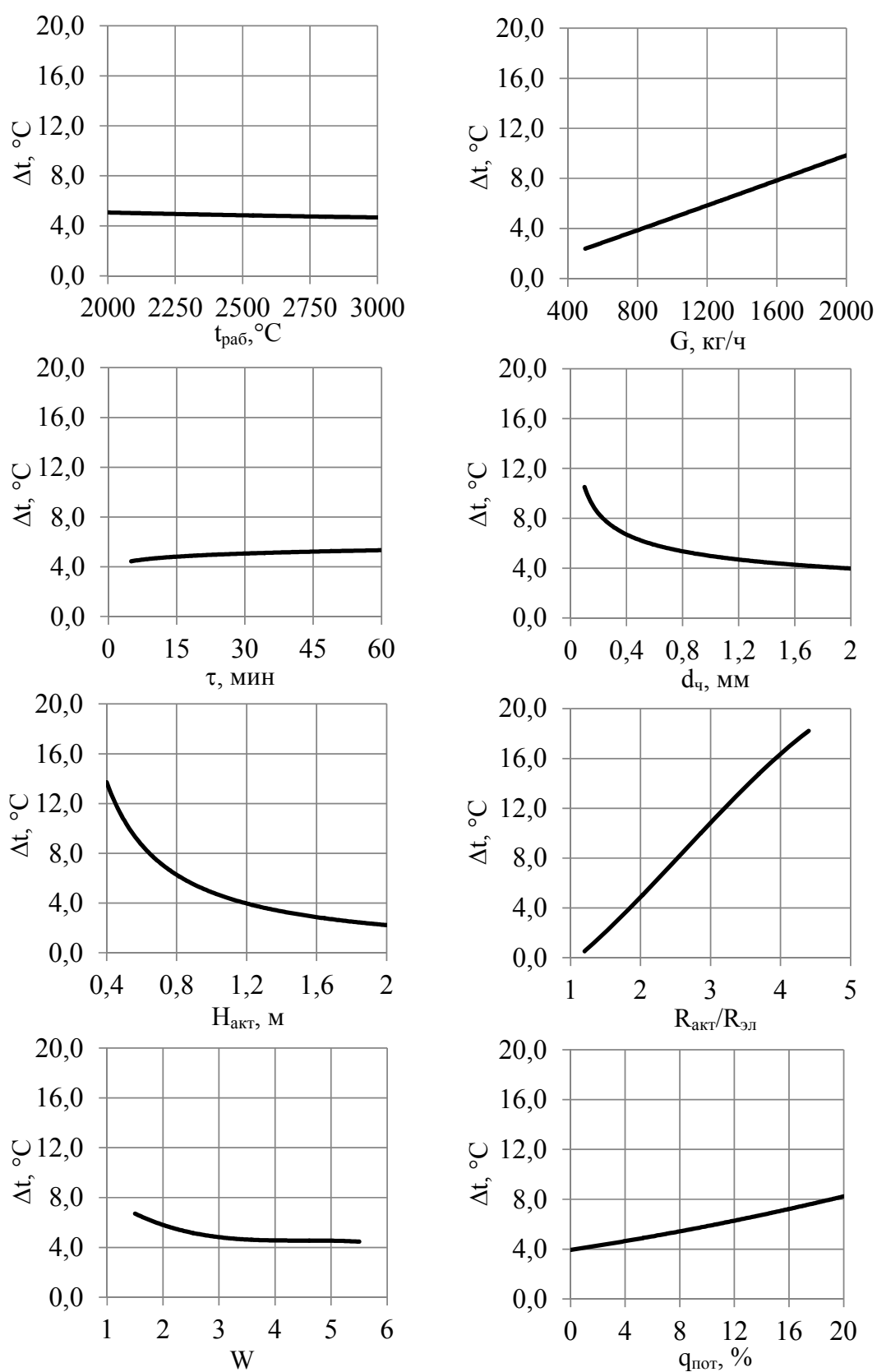


Рис. 4. Результаты параметрического исследования неоднородности температурного поля в ЭТПКС относительно базовой точки: $t_{\text{раб}} = 2500^\circ\text{C}$; $G = 1000 \text{ кг/ч}$; $\tau = 20 \text{ мин}$; $d_{\text{ч}} = 1 \text{ мм}$; $H_{\text{акт}} = 1 \text{ м}$; $R_{\text{акт}}/R_{\text{эл}} = 2$; $W = 3$; $q_{\text{пот}} = 5\%$

Однако можно выделить общую тенденцию для всего массива результатов исследования. При прочих равных условиях неоднородность температурного поля снижается с увеличением температуры процесса $t_{\text{раб}}$; уменьшением производительности G ; уменьшением времени термообработки τ ; увеличением размера частиц $d_{\text{ч}}$, увеличением высоты активной зоны $H_{\text{акт}}$, уменьшением отношения радиусов $R_{\text{акт}}/R_{\text{эл}}$; увеличением числа псевдоожижения W ; уменьшением потерь теплоты через стенку $q_{\text{пот}}$. Причем, влияние рабочей температуры, времени, режима псевдоожижения и потерь теплоты в исследованном диапазоне проявляется в наименьшей степени.

В то же время, согласно результатам исследования, возможны такие сочетания режимных и конструктивных параметров, когда перепад температур по сечению может достигать 100 – 400 °С (табл. 2). Это скорее исключение из общего ряда, но, тем не менее, на наш взгляд, очень важно. Поэтому, чтобы избежать возможных проблем эксплуатации, при проектировании ЭТПКС целесообразно проводить оценку неоднородности температурного поля.

Выявленные на рис. 4 качественные связи не отражают в полной мере реальной картины взаимосвязи режимных и конструктивных параметров печи. На основе регрессионного анализа результатов численного эксперимента получена зависимость, позволяющая выполнять оценку неоднородности температурного поля:

$$\frac{\Delta t}{t_{\text{раб}}} = 0,091 \cdot \frac{(R_{\text{акт}}/R_{\text{эл}})^{0,72}}{\left(\frac{a_{\text{эф}} \cdot \tau}{S^2}\right)^{0,98} \cdot q_{\text{пол}}^{1,11}}, \quad (17)$$

где $S = R_{\text{акт}} - R_{\text{эл}}$ – зазор между электродом и футеровкой, м; τ – среднее время термообработки, с; $q_{\text{пол}}$ – полезная мощность печи, в долях от затрат электроэнергии, учитывающая затраты теплоты непосредственно на нагрев и обработку материала.

Коэффициент корреляции полученного выражения составил 0,98.

В заключение необходимо отметить, что разработка конструкций ЭТПКС предполагает выбор диаметра электрода, диаметра и высоты рабочего пространства на основании исходных данных: производительности печи, времени обработки, физических свойств и дисперсного состава материала. При этом выбор геометрии определяется не только теплообменом и аэродинамикой, но и рядом электротехнических параметров: удельным электрическим сопротивлением слоя, допустимой плотностью тока на поверхности электрода, напряжением источника электроэнергии. Комплексное решение подобной задачи с последующим расчетом теплового баланса печи следует дополнять оценкой однородности температурного поля на основе выражения (17).

Выводы

1. Работа электротермических печей кипящего слоя для тепловой обработки углеродного материала с коаксиальным расположением токоподводов характеризуется значительной неравномерностью выделения теплоты по радиусу, что обусловлено уменьшением электрического сопротивления и увеличением массы материала по направлению от электрода к футеровке.

2. При неравномерном нагреве возможен выход некондиционного продукта из-за увеличения времени пребывания материала в зоне низких температур; уменьшение ресурса работы центрального электрода по причине локального перегрева; увеличение частоты простоев, связанных с необходимостью замены электрода; повышение удельного расхода электроэнергии. Помимо этого, существует угроза короткого замыкания электрической цепи и аварийного останова печи.

3. На основе математического моделирования процесса теплообмена в ЭТПКС установлено, что неоднородность температурного поля, при прочих равных условиях, снижается с увеличением температуры процесса $t_{\text{раб}}$, уменьшением производительности G ; увеличением размера частиц $d_{\text{ч}}$, увеличением высоты активной зоны $H_{\text{акт}}$, уменьшением отношения радиусов $R_{\text{акт}}/R_{\text{эл}}$; увеличением числа псевдоожигения W , уменьшением потерь теплоты через стенку $q_{\text{пот}}$. Причем, влияние рабочей температуры, режима псевдоожигения и потерь теплоты в исследованном диапазоне проявляется в наименьшей степени.

4. На основе регрессионного анализа результатов численного эксперимента получена зависимость, позволяющая выполнить оценку неоднородности температурного поля и которая может быть использована при проектировании электротермических печей кипящего слоя.

Список литературы

1. Губинский М.В. Печи для производства высокочистых углеродных материалов / [Губинский М.В., Федоров С.С., Ливитан Н.В. и др.] // Сборник докладов международной научно-практической конференции «Теория и практика тепловых процессов в металлургии» 18-21 сентября 2012, Екатеринбург УрФУ, – С.79-83.

2. Gupta C.K., Fluid bed technology in materials processing / C. Gupta, D. Sathiyamoorthy. – Boca Raton, Fla.: CRC Press, 1999. – 528 p.

3. Кожан А.П. Исследование процесса получения водорода пиролизом углеводородов в аппарате с электротермическим псевдоожигенным слоем / [Кожан А.П., Богомолов В.А., Ховавко А.И. и др.] //

Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2012. – №2. – С. 27-30.

4. Бородуля В.А. Высокотемпературные процессы в электро-термическом кипящем слое / Валентин Алексеевич Бородуля. – Минск: Наука и техника, 1973. – 173 с.

5. Electrothermal Fluidized bed furnace for thermal treatment of recycled battery wastes [Электронный ресурс] / [Mykhailo V. Gubynskyi, Sergiy S. Fedorov, Mykola V. Livitan et al] // 25th Symposium on Fluid Machinery. FEDSM2013-16630. Режим доступа к материалам:

<http://www.asmeconferences.org/FEDSM2013>.

6. Гельперин Н.И., Айнштейн В.Г., Кваша В.Б. Основы техники псевдоожижения / Гельперин Н.И., Айнштейн В.Г., Кваша В.Б. – Москва: Химия, 1967. – 664 с.

7. Забродский С.С. Высокотемпературные установки с псевдоожиженным слоем / Сергей Степанович Забродский. – М.: Энергия, 1971. – 328 с.

8. Prabir Basu. Combustion and Gasification in Fluidized Beds / Prabir Basu. – Boca Raton: CRC/Taylor & Francis, 2006. – 470 p.

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

10. Островский В.С. Искусственный графит / [Островский В.С., Виргильев Ю.С., Костиков В.И., Щипоков Н.Н.] – М.: Металлургия, 1986. – 272 с.

Авторы выражают благодарность за поддержку в рамках программы GIPP Министерству энергетики США (контракт BNL-T2-0372-UA) и сотрудникам Украинского научно-технологического центра Корсун В. и Дудко Н.А. за помощь в реализации партнерского проекта P482.

Рукопись поступила 29.09.2013 г.

АННОТАЦИИ

УДК 669.184

Бейцун С.В., Кирсанов В.В., Михайловский Н.В., Шибакинский В.И.

Моделирование охлаждения расплава в сталеразливочном ковше.

С. 3–8.

Рус.

Библ. – 5 назв.

Разработана математическая модель для исследования охлаждения расплава в сталеразливочном ковше на участке внепечной обработки стали. Исследована скорость охлаждения расплава для различного состояния его поверхности. Эта прогнозирующая модель может быть использована при создании АСУ внепечной обработки стали.

Ключевые слова: сталеразливочный ковш; математическая модель; охлаждение расплава.

Бейцун С.В., Кірсанов В.В., Михайловський М.В., Шибакінський В.І.

Моделювання охолодження розплаву в сталерозливному ковші.

Розроблено математичну модель для дослідження охолодження розплаву в сталерозливному ковші на ділянці позапічної обробки сталі. Досліджено швидкість охолодження розплаву для різного стану його поверхні. Ця прогнозуюча модель може бути використана при створенні АСУ позапічної обробки сталі.

Ключові слова: сталерозливний ківш; математична модель; охолодження розплаву.

Beitsoun S.V., Kirsanov V.V., Mikhailovsky M.V., Shibakinsky V.I.

Modeling of cooling the melt in the ladle.

A mathematical model for the study of the melt cooling in the ladle in the site of secondary steel treatment. The speed of the melt cooling for the different states of its surface was studied. This prognostic model can be used to create automated control system of secondary steel treatment.

Keywords: steel ladle; mathematical model; melt cooling.

УДК 662.9(083)

Бирюков А.Б., Гнителив П.А.

Исследование возможности ускорения операции воздушного охлаждения заготовок в печи за счет импульсной подачи охлаждающего воздуха.

С. 9 – 15.

Рус.

Библ. – 6 назв.

С использованием метода тепловой диаграммы выполнены расчетные оценки возможного ускорения операции воздушного охлаждения заготовок в печи за счет импульсной подачи охлаждающего воздуха. При этом установлено, что усилению коэффициента конвективной теплоотдачи на 20 – 30 %, характерному для импульсных режимов подачи теплоносителя, соответствует ускорение операции воздушного охлаждения на 18 – 23 % по сравнению с традиционным безимпульсным вариантом реализации данной технологии.

Ключевые слова: коэффициент теплоотдачи; пульсирующий режим; охлаждающий воздух; время охлаждения.

Бірюков О.Б., Гнітійов П.О.

Дослідження можливості прискорення операції повітряного охолодження заготовок в печі за рахунок імпульсної подачі охолоджуючого повітря.

З використанням методу теплової діаграми виконано розрахунки оцінки можливого прискорення операції повітряного охолодження заготовок в печі за рахунок імпульсної подачі охолоджуючого повітря. При цьому встановлено, що посиленню коефіцієнта конвективної тепловіддачі на 20 – 30 %, характерному для імпульсних режимів подачі теплоносія, відповідає прискорення операції повітряного охолодження на 18 – 23 % порівняно з традиційним безімпульсним варіантом реалізації даної технології.

Ключові слова: коефіцієнт тепловіддачі; пульсуючий режим; охолоджуюче повітря; час охолодження.

Biriukov A.B., Gnitiov P.A.

Research into possible acceleration of billets air cooling in the furnace due to impulse cooling air supply.

Using the method of heat diagram, calculated estimations of billets air cooling possible acceleration in the furnace due to cooling air impulse supply are made. It was found that convective heat transfer coefficient increased by 20 – 30 %, which is typical for impulse supply mode and corresponds to billets air cooling acceleration by 18 – 23 % as compared with traditional non-impulse realization of this technology.

Keywords: heat transfer coefficient; impulse mode; cooling air; cooling time.

УДК 544.723

Бирюков А.Б., Новикова Е.В., Сорокина Т.В., Заика А.А.

Диагностика гидродинамических параметров реакторов пиролизического синтеза углеродных наноматериалов при использовании ограниченного числа датчиков.

С. 16 – 23.

Рус.

Библ.- 6 назв.

Предложен алгоритм работы экспертной системы для анализа гидродинамических параметров реакторов пиролизического синтеза УНМ, не имеющей в своем составе газоанализатора для определения содержания компонентов в газообразной среде, покидающей реактор, и расходомеров для измерения расходов сред на входе и выходе из реактора. Названные величины предложено определять в зависимости от угла поворота дроссельных клапанов. Достигая таким образом значительного удешевления комплекса оборудования для синтеза УНМ, создаются перспективы для более широкого производства таких материалов и их широкого использования, что позволит повысить уровень ресурсосбережения в различных отраслях промышленности.

Ключевые слова: углеродные наноматериалы, пиролиз углеводородов, реактор синтеза, экспертная система, газоанализатор, расходомер, дроссельный клапан.

Бирюков О.Б., Новікова О.В., Сорокіна Т.В., Заїка Г.О.

Діагностика гідродинамічних параметрів реакторів піролітичного синтезу вуглецевих наноматеріалів при використанні обмеженого числа датчиків.

Запропоновано алгоритм роботи експертної системи для аналізу гідродинамічних параметрів реакторів піролітичного синтезу ВНМ, що не має у своєму складі газоаналізатора для визначення вмісту компонентів в газоподібному середовищі, що покидає реактор, і витратомірів для вимірювання витрат середовищ на вході і виході з реактора. Названі величини запропоновано визначати в залежності від кута повороту дросельних клапанів. Досягаючи таким чином значного здешевлення комплексу обладнання для синтезу ВНМ, створюються перспективи для більш широкого виробництва таких матеріалів та їх широкого використання, що дозволить підвищити рівень ресурсозбереження в різних галузях промисловості.

Ключові слова: вуглецеві наноматеріали; піроліз вуглеводнів; реактор синтезу; експертна система; газоаналізатор; витратомір; дросельний клапан.

Biriukov O.B., Novikova O.V., Sorokina T.V., Zaika G.O.

Diagnostics of fluid dynamics parameters of pyrolytic synthesis reactors of carbonic nanomaterials using limited number of sensors.

The algorithm of the expert system is proposed for the analysis of the hydrodynamic parameters of reactors pyrolytic synthesis of CNM pyrolytic, which does not have gas analyzer in its structure gas analyzer for determining the content of components in the gaseous medium leaving the reactor, and flowmeters for measurements of consumptions of gaseous environs at the inlet and outlet of the reactor. Named values are proposed to be determined, depending on the angle of rotation of the throttle valves. Thus achieving a significant reduction in price of complex of the equipment for the synthesis CNM, perspectives are creating for wider production of such materials and their widespread use, which will increase the level of resource in a variety of industries.

Keywords: carbon nanomaterials; pyrolysis of hydrocarbons; synthesis reactor; the expert system; gas analyzer; flowmeter; a throttle valve.

УДК 669.184.152.4

Гичев Ю.А.

Экспериментальное исследование нагрева и восстановления железорудных окатышей.

С. 24 – 40.

Рус.

Библ. – 14 назв.

Исследование касается нагрева и восстановления железорудных окатышей с использованием небольших концентраций СО в отходящих газах сталеплавильных конвертеров.

Экспериментально на укрупнённой лабораторной установке подтверждена возможность практически полного использования СО в газе при соответствующих температурных условиях и избытке гематита в сырье по отношению к его стехиометрической величине. Экспериментально полученные зависимости позволяют рассчитать расходы гематитовых железорудных окатышей и определить температурные условия в процессе с полным использованием небольших концентраций СО в газе.

Получено уравнение подобия теплоотдачи при нагреве слоя железорудных окатышей для одно- и двухходового перекрёстного тока с газом. Предложен вид уравнения теплообмена, позволяющий учитывать влияние на интенсивность теплоотдачи перетоков газа из одной зоны в другую. Выведена зависимость для расчёта количества перетекающего газа и показана её адекватность экспериментальным данным.

Ключевые слова: нагрев; восстановление; железорудные окатыши; гематит; магнетит; конвертерный газ.

Гічов Ю.О.

Експериментальне дослідження нагріву і відновлення залізорудних окатишів.

Дослідження стосується нагрівання і відновлення залізорудних окатишів з використанням невеликих концентрацій СО у відхідних газах сталеплавильних конвертерів.

Експериментально на укрупненій лабораторній установці підтверджена можливість практично повного використання СО в газі при відповідних температурних умовах і надлишку гематиту в сировині по відношенню до його стехіометричної величини. Експериментально отримані залежності дозволяють розрахувати витрати гематитових залізорудних окатишів і визначити температурні умови в процесі з повним використанням невеликих концентрацій СО в газі.

Отримано рівняння подоби тепловіддачі при нагріванні шару залізорудних окатишів для одно-і двоходового перехресного струму з газом. Запропоновано вид рівняння теплообміну, що дозволяє враховувати вплив на інтенсивність тепловіддачі перетоків газу з однієї зони в іншу. Виведена залежність для розрахунку кількості перетікаючого газу і показана її адекватність експериментальним даним.

Ключові слова: нагрів; відновлення; залізорудні котуни; гематит; магнетит; конвертерний газ.

Gichev Y.A.

Experimental research into heating and restoration of iron ore pellets.

Research concerns heating and restoration of iron ore pellets with the use of small CO concentration in flue gases from steel-smelting converters.

The possibility of almost complete CO use in the gas is confirmed on the integrated laboratory installation experimentally under the corresponding temperature conditions and with excessive hematite in raw materials in relation to its stekhiometrichesky value. Experimentally obtained relationships allow to calculate consumption of hematite iron ore pellets and to define temperature conditions for the process with complete use of small CO concentrations in gas.

The equation of similarity for heat reflection is received when heating a layer of iron ore pellets for one - and double-step cross current with gas. The kind of heat exchange equation, allowing to consider the influence of gas overflows from one zone to another on the intensity of thermolysis is offered. The equation for calculating the amount of flowing gas is developed and its adequacy to experimental data is shown.

Keywords: heating, restoration; iron ore pellets; hematite; magnetite; converter gas.

УДК 532.525.6

Гичев Ю.А., Жовтонога Н.Н., Василькив Т.А., Перцевой В.А., Абдуразаков Я.Р.

Моделирование процесса охлаждения непрерывнолитого слитка транзвуковыми струями воздуха.

С. 41 – 47.

Рус.

Библ.- 15 назв.

Приведена классификация систем охлаждения непрерывнолитых слитков в зоне вторичного охлаждения. Обосновано применение транзвуковых струй воздуха для охлаждения непрерывнолитого слитка. Выполнено экспериментальное исследование газодинамических характеристик транзвуковой газовой струи. Экспериментальные данные могут быть использованы при разработке режимов эксплуатации, а также газодинамических и конструктивных параметров системы воздушного охлаждения слитка на МНЛЗ.

Ключевые слова: непрерывнолитой слиток; система охлаждения; транзвуковая струя; МНЛЗ.

Гічов Ю.О., Жовтонога М.М., Васильків Т.А., Перцевий В.О., Абдуразаков Я.Р.

Моделювання процесу охолодження безперервнолитого зливка транзвуковими струминами повітря.

Наведено класифікацію систем охолодження безперервнолитих зливоків в зоні вторинного охолодження. Обґрунтовано застосування транзвукових струмін повітря для охолодження безперервнолитого зливка. Виконано експериментальне дослідження газодинамічних характеристик транзвукової газової струмини. Експериментальні дані можуть бути використані при розробці режимів експлуатації, а також газодинамічних та конструктивних параметрів системи повітряного охолодження зливка на МБЛЗ.

Ключові слова: безперервнолитий зливок; система охолодження; транзвукова струмина; МБЛЗ.

Gitchev Y.A., Zhovtonoga N.N., Vasil'kiv T.A., Pertsevoi V.A., Abdurazakov Y.R.

Modeling the cooling process of continuously cast ingot by transonic jets of air.

The paper presents classification of cooling systems of continuously cast ingots in the zone of secondary cooling. Application of transonic air jets for cooling continuously cast ingots is grounded. The experimental research into gasdynamic characteristics of a transonic gas jet is executed. Experimental data can be used for the development of operational modes, and also gasdynamic and design parameters of cooling system for ingots on CCM.

Key words: continuously cast ingots; cooling system; transonic jet; CCM.

УДК 629.162.2; 669.046.5.001.2

Грес Л.П., Самойленко Т.В., Колдомасов С.В. Карпенко С.А. Каракаш Е.А. Волкова М.М. Миленина А.Е.

Совершенствование математической модели теплового расчета доменных воздушнонагревателей (ВН).

С. 48 – 56.

Рус.

Библ.- 10 назв.

Совершенствование математической модели теплового расчета воздушнонагревателей выполнено с целью устранения расчетной кривой с разрывами температурных полей теплоносителей, что было достигнуто за счет использования «переходной зоны», где коэффициент теплопередачи рассчитывался исходя из условий нагрева насадки со смешанными граничными условиями $t_{\text{газ}} = \text{const}$ и $q_{\text{нов}} = \text{const}$.

Ключевые слова: доменный воздушнонагреватель; граничные условия; насадка; математическая модель; тепловой расчет; температурные поля; теплоносители.

Грес Л.П., Самойленко Т.В., Колдомасов С.В., Карпенко С.О., Каракаш Е.О., Волкова М.М. Миленина О.Е.

Удосконалення математичної моделі теплового розрахунку доменних повітрянагрівачів (ПН).

Удосконалення математичної моделі теплового розрахунку воздушнонагревателей виконано з метою усунення розрахункової кривої з розривами температурних полів теплоносіїв, що було досягнуто за рахунок використання «перехідної зони», де коефіцієнт теплопередачі розраховувався виходячи з умов нагріву насадки зі змішаними граничними умовами $t_{\text{газ}} = \text{const}$ і $q_{\text{нов}} = \text{const}$.

Ключові слова: доменний повітрянагрівач; граничні умови; насадка; математична модель; тепловий розрахунок; температурні поля; теплоносії.

Gres L.P., Samoilenko T.V., Koldomasov S.V., Karpenko S.A., Karakash Y.A., Volkova M.M., Milyenina A.Y.

Improving the mathematical model of the thermal calculation of blast furnace stoves.

The mathematical model for the thermal calculation of blast stoves was improved in order to eliminate the theoretical curve with discontinuities of temperature fields of heat carriers, which was achieved through the use of "transition zone", where the heat transfer coefficient was calculated considering the conditions of the filling heating with mixed boundary conditions of the III and II kind.

Keywords: blast stove; boundary conditions; filling; mathematical model; thermal design; temperature fields; heat transfer fluids.

УДК 621.1.016.4

Ерёмин А.О.

Исследования конвективной теплоотдачи в высокотемпературных нагревательных печах.

С. 57 – 64.

Рус.

Библ.- 6 назв.

Работа посвящена исследованию конвективной теплоотдаче при нагреве металла в нагревательных топливных печах, оборудованных современными регенераторами. На основе математического моделирования рассчитана доля конвекции в теплоотдаче, проведено сравнение полученных результатов с известными эмпирическими зависимостями.

Ключевые слова: моделирование; конвективная теплоотдача; нагревательные печи; высокотемпературный воздух.

Єрємін О.О.

Дослідження конвекційної тепловіддачі в високотемпературних нагрівальних печах.

Робота присвячена дослідженню конвекційної тепловіддачі при нагріванні металу в нагрівальних паливних печах, які обладнані сучасними регенераторами. На основі математичного моделювання розраховано долю конвекції в тепловіддачі, проведено порівняння отриманих результатів з відомими емпіричними залежностями.

Ключові слова: моделювання; конвекційна тепловіддача; нагрівальні печі; високотемпературне повітря.

Yeremin A.O.

Research into convective heat transfer in high-temperature furnaces.

The article explored the convective heat transfer while heating metal in furnaces with modern regenerators. Using mathematical modeling, the proportion of convection in the heat transfer was calculated, comparison of the results with the known empirical relationships was made.

Keywords: modeling, convective heat transfer; heating furnace; high temperature air.

УДК 669.1:621.1

Кабишов С.М., Трусова И.А., Менделев Д.В., Ратников П.Э.

Анализ эффективности различных способов рекуперации теплоты дымовых газов в газопламенных промышленных печах.

С. 65 – 73.

Рус.

Библ.- 5 назв.

В работе на основе расчетной оценки коэффициента использования теплоты топлива выполнен анализ эффективности способов рекуперации теплоты уходящих газов путем совершенствования конструкции печи, применения рекуперативного теплообменника и рекуперативных горелок в печах различного конструктивного оформления и технологического назначения.

Ключевые слова: рекуперация теплоты; промышленная печь; коэффициент использования топлива; теплообменник; горелка.

Кабашов С.М., Трусова И.А., Менделеев Д.В., Ратников П.Е.

Аналіз ефективності різних способів рекуперації теплоти димових газів в газополуменевих промислових печах.

В роботі на основі розрахункової оцінки коефіцієнта використання теплоти палива проаналізовано ефективності способів рекуперації теплоти газів, що відходять, шляхом вдосконалення конструкції печі, застосування рекуперативного теплообмінника і рекуперативних пальників в печах різного конструктивного оформлення і технологічного призначення.

Ключові слова: рекуперація теплоти; промислова піч; коефіцієнт використання палива; теплообмінник; пальник.

Kabyshov S.M., Trusova I.A., Mendelev D.V., Ratnikov P.E.

Analysis of efficiency of different methods of fuel gases heat recuperation in gas and flame industrial furnaces.

Efficiency of flue gases heat recuperation method is analyzed in the paper on the basis of computational assessment of fuel heat utilization coef-

ficient by means of improving the furnace design, application of recuperative heat exchanger and burners in furnaces of different designs and technological purposes.

Keywords: heat recuperation, industrial furnace, heat utilization coefficient, heat exchanger, burner.

УДК 66.045

Каракаш Е.А., Грес Л.П., Флейшман Ю.М., Миленина А.Е., Колдомасов С.В.

Повышение эффективности системы отвода дыма в доменных воздуходувателях.

С. 74 – 79.

Рус.

Библ. - 4 назв.

Повышение эффективности работы дымового бора и дымовой трубы блока доменных воздуходувателей является одной из главных задач для стабильной работы доменной печи. В случае неполадок с системой отвода дымовых газов может значительно снизиться средняя температура горячего дутья. А вследствие этого могут возникать незапланированные остановки в работе доменной печи, а также резко возрастает удельный расход кокса.

Предложена система увеличения тяги в дымовом тракте при возрастании газодинамического сопротивления, с учетом непрерывной работы блока доменных воздуходувателей.

Ключевые слова: воздуходуватель; дымовая труба; доменная печь.

Каракаш Є.О., Грес Л.П., Флейшман Ю.М., Міленіна О.Є., Колдомасов С.В.

Підвищення ефективності системи відводу диму в доменних повітрянагрівачах.

Підвищення ефективності роботи димового борону та димової труби блока доменних повітрянагрівачів є одною з головних задач для стабільної роботи доменної печі. У разі негараздів з системою відводу димових газів може значно знизитися середня температура гарячого дуття. Тому можуть виникати незаплановані зупинки у роботі доменної печі, а також різко зросте витрата коксу.

Запропонована система збільшення тяги у димовому тракті при збільшенні газодинамічного супротиву, з урахуванням постійної роботи доменної печі.

Ключові слова: повітрянагрівач; димовий борон; доменна піч.

Karakash Y.O., Gres L.P., Fleischman Y.M., Milenina O.Y., Koldomasov S.V.

Increase in the efficiency of smoke exhaust system in blast furnaces air heaters.

Increase of the efficiency of the flue and chimney in the group air heaters is one of the main tasks for the stable operation of the blast furnace. In the case there is a problem with the flue gas system, the average temperature of the blast can significantly reduce. And then may be unscheduled stops in the blast furnace, as well as dramatically increasing the consumption of coke.

The system of increased chimney draft with increasing resistance, given the continuous operation of the hot stoves.

Key words: air heater; chimney; blast furnace.

УДК 621.783.2:621.311.16

Качан Ю.Г., Коваленко В.Л., Визер А.А.

Щодо можливості формування теплових потоків просторовим електричним полем.

С. 80 – 84.

Укр.

Библ. – 4 назв.

Експериментально підтверджено можливість керування тепловими потоками просторовим електричним полем з метою інтенсифікації процесу теплообміну в заданій області печей, що працюють на природному газі.

Ключові слова: нагрівальна піч; тепловий потік; просторове електричне поле; інтенсифікація теплообміну.

Качан Ю.Г., Коваленко В.Л., Визер А.А.

О возможности формирования тепловых потоков пространственным электрическим полем.

Експериментально підтверджена можливість управління тепловими потоками просторовим електричним полем з метою інтенсифікації процесу теплообміну в заданій області печей, які працюють на природному газі.

Ключевые слова: нагревательная печь; тепловой поток; пространственное электрическое поле; интенсификация теплообмена.

Kachan U.G., Kovalenko V.L., Vizer A.A.

About the possibility of generating heat flows by spatial electric fields.

The possibility of controlling heat flows by spatial electric field in order to intensify the heat exchange process in a specified area of natural gas-fired furnaces is experimentally confirmed.

Key words: heating furnace; heat flow; spatial electric field; intensification of heat exchange.

УДК 621.365.2

Корнеев С.В.

Энергопотребление электродуговых печей при использовании футеровки различных типов.

С. 85 – 94.

Рус.

Библ.- 8 назв.

В работе представлен анализ особенностей тепловой работы футеровки электродуговых печей в различные технологические периоды. Показано, что на основе методов математического моделирования тепловых процессов возможно прогнозировать энергопотребление печей при переменном графике работы с учетом таких характеристик печи как емкость, материалы футеровки печи, время простоев печи в закрытом и открытом состоянии и т.д. Показаны различия в тепловой работе кислой и основной футеровки электродуговых печей. Представленный подход позволяет проанализировать тепловые потери теплопроводностью и на аккумуляцию кладкой и достаточно точно определять статьи баланса при расчете энергопотребления в различные периоды плавки для печей различной емкости.

Ключевые слова: энергопотребление; электродуговая печь; режим работы; футеровка; моделирование; нагрев; охлаждение.

Корнеев С.В.

Енергоспоживання електродугових печей при використанні футерівки різних типів.

В роботі представлено аналіз особливостей теплової роботи футерівки електродугових печей в різні технологічні періоди. Показано, що на основі методів математичного моделювання теплових процесів можливо прогнозувати енергоспоживання печей при змінному графіку роботи з урахуванням таких характеристик печі як ємність, матеріали футерівки печі, час простоїв печі в закритому і відкритому стані тощо Показано відмінності в тепловій роботі кислої та основної футерівок електродугових печей. Представлений підхід дозволяє проаналізувати теплові втрати теплопровідністю та на акумуляцію кладкою, а

також досить точно визначати статті балансу під час розрахунку енергоспоживання в різні періоди плавки для печей різної ємності.

Ключові слова: енергоспоживання; електродугова піч; режим роботи; футерівка; моделювання; нагрівання; охолодження.

Kornejev S.V.

Energy consumption of electric arc furnaces with refractory lining of different types.

The paper presents the analysis of thermal work features of refractory lining in electric arc furnaces during different technological periods. It is shown, that by applying methods of mathematical modeling of thermal processes it is possible to predict power consumption of furnaces in variable operating schedules taking into account such characteristics of the furnace as capacity, type of lining materials, periods of idle mode of the furnace in the closed and open conditions, etc. The distinctions in the thermal work of acidic and basic refractory linings are presented. The approach allows to analyze thermal losses via heat conductivity and due to accumulation of energy by a refractory lining and to define given precisely enough the items of balance while calculating power consumption for various periods of melting in furnaces of different capacity.

Key words: energy consumption; electric arc furnace; operational mode; refractory lining; modeling; heating; cooling.

УДК 621.039:533.6

Кошельнік О.В.

Розробка водневих енергоперетворюючих систем для генерації пікової потужності.

С. 95 – 101.

Укр.

Библ.-7 назв.

Для забезпечення експлуатації енергоблоків ТЕС при змінному навантаженні запропоновано застосування водневих технологій для трансформації надлишку електричної енергії, що може бути вироблена в «провальні» періоди енергоспоживання за допомогою електролізу у водень і кисень. Розроблено та проаналізовано принципові схеми водневих пікових енергоблоків різної компоновки.

Запропоновано введення додаткової системи перегріву енергоносія з водневою турбіною, що дозволяє підвищити ККД комбінованого паротурбінного циклу та забезпечити високу маневреність і додаткове вироблення електроенергії в порівнянні з базовим варіантом навантаження енергоблоку. Розроблено схему для реалізації даного циклу з

водневою турбіною та електрохімічним генератором водню високого тиску.

Ключові слова: енергоблок; пікова потужність; енергоперетворюючі системи; водневі технології.

Кошельник А.В.

Разработка водородных энергопреобразующих систем для генерации пиковой мощности.

Для обеспечения эксплуатации энергоблоков ТЭС при переменной нагрузке предложено применения водородных технологий для трансформации излишка электрической энергии, которая может быть произведена в "провальные" периоды энергопотребления с помощью электролиза в водород и кислород. Разработано и проанализированы принципиальные схемы водородных пиковых энергоблоков разной компоновки.

Предложено введения дополнительной системы перегрева энергоносителя с водородной турбиной, что позволит повысить КПД комбинированного паротурбинного цикла и обеспечить высокую маневренность и дополнительную выработку электроэнергии в сравнении с базовым вариантом нагрузки энергоблока. Разработана схема для реализации данного цикла с водородной турбиной и электрохимическим генератором водорода высокого давления.

Ключевые слова: энергоблок; пиковая мощность; энергопреобразующие системы; водородные технологии.

Koshelnik A.V.

Development of hydrogen energy converting systems for peak load generation.

To ensure operation of power generating units of thermal power plants at a variable load, it has been proposed to use hydrogen technologies for conversion of electrical energy excess to hydrogen and oxygen by electrolysis that can be generated during the low periods of energy consumption.

Principal schemes of hydrogen peak power generating units of different layout have been developed and analyzed.

It is suggested that the additional system of overheating the energy carrier with a hydrogen turbine be applied which makes it possible to increase the efficiency of the combined steam turbine cycle and provide high maneuverability and additional power generation. A scheme for implementation of the given cycle with a hydrogen turbine and electrochemical generator of high pressure hydrogen was developed.

Keywords: power generating unit; peak load; energy converting systems; hydrogen technology.

УДК 631.438

Кремнев В.Е., Адаменко Д.С., Кремнева Е.В.

Эксергетический анализ систем теплоснабжения.

С. 102 – 109.

Рус.

Библ. – 5 назв.

Проведен эксергетический анализ существующих систем теплоснабжения. Сравнение проведено для: централизованной системы теплоснабжения от водогрейных котлов; для закрытых систем теплоснабжения, подключение абонентов в которых, осуществляется через теплообменник; систем теплоснабжения использующих в качестве источника теплоты тепловой насос. Подробно рассмотрена методика эксергетического анализа для указанных систем. Показано, что замена водогрейных котлов, отапливаемых природным газом, тепловыми насосами, целесообразно при значениях удельного расхода природного газа более $0,11 \text{ м}^3/\text{кВт}\cdot\text{час}$. Предложен критерий для сравнения систем теплоснабжения от теплообменника и от теплового насоса. Показано, что с точки зрения эксергетического анализа, повышающая термотрансформация теплоты в тепловом насосе, более эффективна, чем понижающая термотрансформация в теплообменнике.

Ключевые слова: эксергетический анализ; система теплоснабжения; водогрейный котел; теплообменник; тепловой насос; термотрансформация.

Кремнев В.Є., Адаменко Д.С., Кремнева К.В.

Ексергетичний аналіз систем теплопостачання.

Проведений ексергетичний аналіз існуючих систем теплопостачання. Порівняння проведено для: централізованої системи теплопостачання від водогрійних котлів; для закритих систем теплопостачання, підключення абонентів в яких, здійснюється через теплообмінник; систем теплопостачання, що використовують як джерело теплоти тепловий насос. Детально розглянута методика ексергетичного аналізу для вказаних систем. Показано, що заміна водогрійних котлів, що опалюються природним газом, тепловими насосами, доцільна при значеннях питомих витрат природного газу більше $0,11 \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Запропоновано критерій для порівняння систем теплопостачання від теплообмінника та від теплового насоса. Показано, що з точки зору ексергетичного аналізу, підвищуюча термотрансформація теплоти в тепловому насосі, ефективніша, ніж знижуюча термотрансформація в теплообміннику.

Ключові слова: ексергетичний аналіз; система теплопостачання; водогрійний котел; теплообмінник; тепловий насос; термотрансформація.

Kremnev V.E., Adamenko D.S., Kremneva K.V.

Exergy analysis of water heating systems.

The exergy analysis of water heating systems is carried out. Comparison is made for the: centralised water heating systems with hot-water boilers; closed water heating systems with heat exchanger; water heating systems with heat pump. The procedure of the exergy analysis for the systems is viewed in detail. It is shown that replacement of the gas-fired hot-water boiler by heat pumps is expedient for the specific consumption of natural gas more than $0,11 \text{ m}^3/(\text{kW}\cdot\text{h})$. The criterion for comparing water heating systems from the heat exchanger and from the heat pump is offered. It is shown that raising thermotransformation in the heat pump is more effective than dropping thermotransformation in the heat exchanger.

Key words: exergy analysis; water heating system; hot-water boiler; heat exchanger; heat pump; thermotransformation.

УДК 662.764

Пинчук В.А., Шарабура Т.А.

Влияние размера угольных частиц на теплофизические свойства водоугольных топлив.

С. 110 – 120.

Рус.

Библ. – 18 назв.

В рамках поставленной задачи по определению значений коэффициента теплопроводности водоугольных топлив разработана экспериментальная установка. Проведены экспериментальные исследования влияния размера частиц твердой фазы в водоугольных топливах на коэффициент теплопроводности топлива. Как показали экспериментальные исследования, коэффициент теплопроводности водоугольных топлив, содержащих угольные частицы размером менее 200 мкм, в среднем, на 15 – 20 % выше, чем при размере угольных частиц 2 – 3 мм, в исследуемом диапазоне температуры. Приведены результаты исследований влияния предварительной механической активации на теплотворную способность угольного вещества.

Ключевые слова: водоугольное топливо; коэффициент теплопроводности; экспериментальная установка; стадия метаморфизма; размер частиц; механическая активация.

Пінчук В.О., Шарабура Т.А.

Вплив розміру вугільних частинок на теплофізичні властивості водовугільних палив.

У рамках поставленої задачі по визначенню значення коефіцієнта теплопровідності водовугільних палив розроблена експериментальна установка. Проведено експериментальні дослідження впливу розміру часток твердої фази в водовугільних паливах на коефіцієнт теплопровідності палива. Як показали експериментальні дослідження, коефіцієнт теплопровідності водовугільних палив, що містять вугільні частинки розміром менше 200 мкм, в середньому, на 15 – 20 % вище, ніж при розмірі вугільних частинок 2 – 3 мм в досліджуваному діапазоні температури. Наведено результати досліджень впливу попередньої механічної активації на теплотворну здатність вугільного речовини.

Ключові слова: водовугільне паливо; коефіцієнт теплопровідності; експериментальна установка; стадія метаморфізму; розмір часток; механічна активація.

Pinchuk V.A., Sharabura T.A.

Influence of coal particles size on thermophysical properties of coal-water fuels.

The experimental facility was developed in order to determine the values of the coal-water fuels thermal conductivity coefficient. Experimental research into the influence of the solid phase particle size in the coal-water fuels on the fuel thermal conductivity was carried out. Experimental results have shown, that the thermal conductivity of coal-water fuels containing coal particles smaller than 200 microns is on average higher than the thermal conductivity of coal-water fuels containing coal particles about 2 – 3 mm in size in the investigated range of temperature. The difference is about 15 – 20 %. The results of the research into influence of preliminary mechanical activation on the calorific value of coal substance are presented in the paper.

Keywords: coal-water fuel; thermal conductivity coefficient; the experimental facility; the stage of metamorphism; particle size; mechanical activation.

УДК 66.041

Романько В.В., Ерёмин А.О.

Повышение качества нагрева металла в нагревательных камерных печах с регенеративным отоплением.

С. 121 – 126.

Рус.

Библ. – 7 назв.

В работе приведен обзор современных способов сжигания топлива в нагревательных печах с регенеративной системой отопления. Рассмотрены методы повышения качества нагрева металла в теплотехнических агрегатах. Предложен способ объёмного сжигания топлива с регламентированным перемешиванием реагентов.

Ключевые слова: нагревательная печь; способ отопления; температурное поле; горелка.

Романько В.В., Єрьомін О.О.

Підвищення якості нагрівання металу в нагрівальних камерних печах з регенеративним опаленням.

У роботі приведено огляд сучасних способів спалювання палива в нагрівальних печах з регенеративною системою опалення. Розглянуто методи підвищення якості нагріву металу в теплотехнічних агрегатах. Запропоновано спосіб об'ємного спалювання палива з регламентованим перемішуванням реагентів.

Ключові слова: нагрівальна піч; спосіб опалювання; температурне поле; пальник.

Romanko V.V., Yeremin A.O.

Increasing the quality of metal heating in heating chamber furnaces with regenerative heating.

The paper gives an overview of current methods of burning fuel in heating furnaces with regenerative heating system. Methods of improving the quality of metal heating in thermal technical units are considered. The method of volumetric fuel combustion with regulated stirring of reactants is provided.

Key words: heating furnace; way of heating; temperature field; burner.

УДК 66.042.882

Сліпченко Н.В.

До розрахунку теплової роботи металевого трубчастого рекуператора з перехідною камерою.

С. 127 – 136.

Укр.

Библ. - 7 назв.

Оптимізація теплообмінних апаратів з метою підвищення їх ефективності неможлива без уточнення методик розрахунку рекуператорів. В статті на основі методу елементарних теплових балансів розроблено математичну модель теплової роботи металевого трубчастого рекуператора з перехідною камерою. Ця модель, на відміну від відомих, дає можливість аналізувати теплову роботу рекуператора при рі-

зних вихідних умовах роботи; враховувати динаміку температур теплоносіїв за висотою труб рекуператора; підібрати найбільш вигідний, з точки зору теплової роботи, конструктивних розмірів і аеродинамічних характеристик, теплообмінний апарат за певних незмінних початкових умов.

Ключові слова: трубчастий рекуператор, перехідна камера, конвекція, випромінювання, теплопередача, метод елементарних теплових балансів, розрахунковий елемент.

Слипченко Н.В.

К расчёту тепловой работы металлического трубчатого рекуператора с переходной камерой.

Оптимизация теплообменных аппаратов с целью повышения их эффективности невозможна без уточнения методик расчёта рекуператоров. В статье на основе метода элементарных тепловых балансов разработана математическая модель тепловой работы металлического трубчатого рекуператора с переходной камерой. Эта модель, в отличие от известных, позволяет анализировать тепловую работу рекуператора при различных исходных условиях работы; учитывать динамику температур теплоносителей по высоте труб рекуператора; подобрать наиболее выгодный с точки зрения тепловой работы, конструктивных размеров и аэродинамических характеристик, теплообменный аппарат при определенных неизменных начальных условиях.

Ключевые слова: трубчатый рекуператор; переходная камера, конвекция, излучение, теплопередача, метод элементарных тепловых балансов, расчетный элемент.

Slipchenko N.V.

Calculation of the heat work of metal tube recuperator with transition chamber.

Optimization of heat exchangers for the purpose of their efficiency improvement is impossible without a detailed methodology for calculating recuperator. On the basis of elementary heat balances method a mathematical model of heat work for metal tube recuperator with transition chamber has been worked out in the article. This model, in contrast to the known ones, makes it possible to analyze the heat recuperator's work under different initial conditions of work; to take into account the dynamics of the coolant temperatures along the recuperator tubes' height; to select the most advantageous heat exchanger in terms of thermal work, design dimensions and aerodynamic characteristics under certain immutable initial conditions.

Key words: tubular heat exchanger; transition chamber; convection; radiation; heat transfer; elementary heat balances method; calculated element.

УДК 620.93

Сухой М.П., Козлов Я.Н., Сухой К.М., Беляновская Е.А., Коломиец Е.В., Томило М.М.

Эксплуатационные характеристики композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия».

С. 137 – 142.

Рус.

Библ.- 10 назв.

В представляемой работе изучены эксплуатационные характеристики, в качестве теплоаккумулирующего материала, композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия». В ходе эксперимента было проведено десять циклов адсорбция – десорбция водяного пара, в результате которых установлено, что негативного изменения внешнего состояния и сорбционных свойств исследуемого композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия» не наблюдается. Композит после десорбции, при нагреве как до 140, так и до 1000 °С, теряет только 2 % массы. Потеря массы композита после адсорбции влаги воздуха составляет 46 % и наблюдается в диапазоне температур от 32 °С до 100 °С. Установлено, что сорбционная емкость «чистого» силикагеля составляет 0,18 г/г, массивного сульфата натрия – 1,27 г/г, композита „силикагель – сульфат натрия” – 0,85 г/г. Величина последней существенно превосходит линейную суперпозицию сорбционной емкости механической смеси силикагеля и сульфата натрия – 0,66 г/г. Выявлено, что сорбционные свойства синтезированных композитных сорбентов "силикагель – кристаллогидрат" не являются линейной комбинацией свойств силикагеля и массивной соли. Подтверждено влияние уникальной структуры композитных сорбентов на кинетику реакции паров воды и кристаллогидратов в порах кремний-кислородной матрицы. Приведены кинетические кривые сорбции воды при $P_{H_2O} = 1010,8$ мбар и температуре 40 °С для исследуемых композитных сорбентов и массивной соли Na_2SO_4 . Кривые имеют S-образную форму, что подтверждает гидратацию в кинетическом режиме. Начальный участок кинетической кривой, для композитных сорбентов, практически линейен в координатах " $m_v/m_s - \sqrt{t}$ ", это свидетельствует о диффузионном характере процесса, т. е. лимитирующим фактором является транспорт воды по системе пор силикагеля. Выявлено различие лимитирующих стадий гидратации массивной соли Na_2SO_4 и композитного сорбента – кинетическая и диффузионная соответственно. Химическая реакция воды с дисперсной солью протекает быстро. При этом для массивных солей равновесие достигается значительно позже,

чем для композитов. Теплоаккумулирующая способность синтезированных композитных сорбентов, рассчитанная теоретически и определенная в ходе эксперимента, практически совпадает и составляет 0,36 (кВт·час/кг), или 258 [(кВт·час)/м³], что свидетельствует об их высокой перспективности.

Ключевые слова: композитный сорбент; адсорбция; теплоаккумулирующий материал; теплоаккумулирующая способность.

Сухий М.П., Козлов Я.М., Сухий К.М., Беляновська О.А., Коломієць О.В., Томіло М.М.

Експлуатаційні характеристики композитного сорбенту «силікагель - сульфат натрію».

У представленій роботі вивчені експлуатаційні характеристики, в якості теплоаккумулюючого матеріалу, композитного сорбенту «силікагель - натрій сульфат». У ході експерименту було проведено десять циклів адсорбція – десорбція водяної пари, в ході яких встановлено, що негативної зміни зовнішнього стану і сорбційних властивостей досліджуваного композитного сорбенту «силікагель - сульфат натрію» не спостерігається. Композит після десорбції, при нагріванні як до 140, так і до 1000 °С, втрачає тільки 2 % маси. Втрата маси композиту після адсорбції вологи повітря становить 46 % і спостерігається в діапазоні температур від 32 до 100 °С. Встановлено, що сорбційна ємність «чистого» силікагелю складає 0,18 г/г, масивного сульфату натрію – 1,27 г/г, композиту „силікагель – сульфат натрію” – 0,85 г/г. Величина останньої істотно перевершує лінійну суперпозицію сорбційної ємності механічної суміші силікагелю і сульфату натрію – 0,66 г/г. Виявлено, що сорбційні властивості синтезованих композитних сорбентів "силікагель – кристалогідрат" не є лінійною комбінацією властивостей силікагелю і масивної солі. Підтверджено вплив унікальної структури композитних сорбентів на кінетику реакції пари води і кристалогідратів в порах кремній-кисневої матриці. Наведено кінетичні криві сорбції води при $P_{H_2O} = 1010,8$ мбар і температурі 40 °С для досліджуваних композитних сорбентів і масивної солі Na₂SO₄. Криві мають S-подібну форму, що підтверджує гідратацію в кінетичному режимі. Початкова ділянка кінетичної кривої, для композитних сорбентів, практично лінійна в координатах “ $m_v/m_s - \sqrt{t}$ ”, це свідчить про дифузійний характер процесу, тобто лімітуючим фактором є транспорт води за системою пор силікагелю. Показано, що їх сорбційні властивості не є лінійною комбінацією властивостей матриці і солі. Виявлено відмінність лімітуючих стадій гідратації масивної солі Na₂SO₄ і композитного сорбенту - кінетична і дифузійна відповідно. Хімічна реакція води з дисперсної сіллю протікає швидко. При

цьому для масивних солей рівновага досягається значно пізніше, ніж для композитів. Теплоакумуюча здатність синтезованих композитних сорбентів, розрахована теоретично і знайдена в ході експерименту, практично співпадає і становить 0,36 (кВт·год/кг), або 258 [(кВт·год)/м³], що свідчить про їх високу перспективність.

Ключові слова: композитний сорбент; адсорбція; теплоакумуючий матеріал; теплоакумуюча здатність.

Sukhyu M.P., Kozlov Ya.N., Sukhyu K.M., Belyanovskaya E.A., Kolyumiyets E.V., Tomilo M.M.

Operating characteristic of the composite sorbent «silica gel – sodium sulphate».

The operating characteristics of the composite sorbent "silica gel - sodium sulfate" as a heat accumulating material are studied in the paper. The experiment comprised 10 cycles of water vapor adsorption and desorption, during which it was found that the outside appearance and sorption properties of the investigated composite sorbent "silica – sodium sulfate" do not change for the worse. After desorption, when heated to 140 as well as 1000 °C, composite loses only 2 % of weight. The weight loss of the composite after the air moisture adsorption is 46 %. It is observed in the temperature range from 32 to 100 °C. The sorption capacity of the pure silica gel is stated to be 0.18 g/g, for the massive sodium sulphate it is 1.27 g/g, and for the composite "silica gel – sodium sulphate" it is 0.85 g/g. The value of the latter exceeds noticeably the linear superposition of the sorption capacity of the silica gel and sodium sulphate which is 0.66 g/g. It is revealed that sorption properties of the synthesized composite sorbents "silica gel – crystalline hydrate" are not linear combination of the silica gel and massive salt properties. Influence of the unique structure of the composite sorbents on the kinetics of water vapour reaction and crystalline hydrates in silicon-oxygen matrix pores is confirmed. The kinetic curves of water sorption of composite sorbents and solid salts Na₂SO₄ at P_{H₂O} = 1010.8 mbar and temperature of 40 °C are presented. The curves have an S-shape, which confirms hydration in the kinetic mode. The initial section of the kinetic curve for composite sorbents is practically linear within the coordinates "m_v/m_s - √t", which testifies to the diffusion nature of the process. That is the limiting factor is the transport of water in the pore system of the silica gel. The differences between limiting stage of hydration of the massive salt Na₂SO₄ and composite sorbent are revealed to be kinetic and diffusion, respectively. The chemical reaction of water with dispersion salt occurs rapidly. For massive salts, equilibrium is reached much later than for composites. Heat storage capacity of the synthesized composite sorbents, theoreti-

cally calculated and determined in the course of the experiment, is almost 0.36 (kW·h/kg), or 258 [(kW·h)/m³], which indicates their high potential.

Keywords: composite sorbent; adsorption; heat accumulating material; heat accumulating capacity.

УДК 669.1:621.1

Тимошпольский В.И., Кабишов С.М., Трусова И.А., Герман М.Л., Ратников П.Э.

Энергетический эффект от использования кислорода для обогащения воздуха горения в газопотребляющих агрегатах.

С. 143 – 154.

Рус.

Библ. – 4 назв.

В работе представлена методика, позволяющая оценить энергоэффективность применения кислорода для обогащения воздуха при сжигании газообразных топлив в высокотемпературных энергетических и технологических установках. Достоинством данной работы является учет не только экономии непосредственно топлива, но также затрат электроэнергии на производство кислорода и снижения энергопотребления дутьевыми механизмами.

Ключевые слова: кислород; энергоэффективность; высокотемпературная установка; экономия топлива.

Тимошпольский В.И., Кабишев С.М., Трусова И.О., Герман М.Л., Ратников П.Е.

Энергетичний ефект від використання кисню для збагачення повітря горіння в газоспоживаючих агрегатах.

В роботі представлена методика, що дозволяє оцінити енергоефективність застосування кисню для збагачення повітря при спалюванні газоподібних палив у високотемпературних енергетичних і технологічних установках. Перевагою даної роботи є врахування не лише економії палива, але також витрат електроенергії на виробництво кисню і зниження енергоспоживання дутьовими механізмами.

Ключові слова: кисень; енергоефективність; високотемпературна установка; економія палива.

Tymoshpolskiy V.I., Kabyshev S.M., Trusova I.A., German M.L., Ratnikov P.E.

Energy effect from oxygen application for enrichment of combustion air in gas-fed units.

The paper presents a method which allows to assess energy efficiency of oxygen application for enriching combustion air while burning gaseous

fuels in high-temperature energy and technological units. The advantage of the approach lies in the fact that it takes into account not only economy of the fuel, but also saving of power for oxygen production and reduction of energy consumption by blowers.

Keywords: oxygen, energy efficiency, high-temperature unit, fuel economy.

УДК 661.666:66.096.5

Федоров С.С., Губинский М.В., Форись С.Н., Дворецкий Д.С.

Анализ процессов перемешивания углеродного материала в электротермических печах кипящего слоя.

С. 155 – 167.

Рус.

Библ.- 10 назв.

Проведены исследования взаимосвязи условий перемешивания углеродного материала и неоднородности температурного поля в высокотемпературных электротермических печах кипящего слоя. Определено влияние температуры процесса, производительности, размера частиц, конструктивных параметров, режима псевдоожижения и тепловых потерь через футеровку на перепад температур по сечению печи. Получена регрессионная зависимость, позволяющая выполнять оценку данного показателя при конструировании электротермических печей кипящего слоя.

Ключевые слова: электротермическая печь; кипящий слой; углеродный материал; массообмен; температурное поле.

Федоров С.С., Губинський М.В., Форись С.М., Дворецький Д.С.

Аналіз процесів перемішування вуглецевого матеріалу в електротермічних печах киплячого шару.

Проведені дослідження взаємозв'язку умов перемішування вуглецевого матеріалу та неоднорідності температурного поля у високотемпературних електротермічних печах киплячого шару. Визначено вплив температури процесу, продуктивності, розміру часток, конструктивних параметрів, режиму псевдозрідження та теплових втрат через футеровку на перепад температур за перетином печі. Отримана регресійна залежність, яка дозволяє виконувати оцінку даного показника при конструюванні електротермічних печей киплячого шару.

Ключові слова: електротермічна піч; киплячий шар; вуглецевий матеріал; масообмін; температурне поле.

Fedorov S.S., Gubynskyi M.V., Foris S.N., Dvoretzkyi D.S.

Analysis of carbon material mixing in electrothermal fluidized bed furnaces.

The relationship between mixing conditions of carbon material and the temperature nonuniformity in high-temperature electrothermal fluidized bed furnaces was studied. The effect produced on the temperature difference along the furnace cross section by the process temperature, particle sizes, design parameters, fluidization regime and heat losses through the lining was determined. Regression dependence, which allows to perform assessment of this indicator while designing electrothermal fluidized bed furnaces was obtained.

Key words: electrothermal furnace; fluidized bed; carbon material; mass transfer; temperature field.

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Бейцун С.В., Кирсанов В.В., Михайловский Н.В., Шибакинский В.И.</i> Моделирование охлаждения расплава в сталеразливочном ковше.	3
<i>Бирюков А.Б., Гниatiiв П.А.</i> Исследование возможности ускорения операции воздушного охлаждения заготовок в печи за счет импульсной подачи охлаждающего воздуха.	9
<i>Бирюков А.Б., Новикова Е.В., Сорокина Т.В., Заика А.А.</i> Диагностика гидродинамических параметров реакторов пиролизического синтеза углеродных наноматериалов при использовании ограниченного числа датчиков.	16
<i>Гичев Ю.А.</i> Экспериментальное исследование нагрева и восстановления железорудных окатышей.	24
<i>Гичев Ю.А., Жовтоного Н.Н., Василькив Т.А., Перцевой В.А., Абдуразаков Я.Р.</i> Моделирование процесса охлаждения непрерывнолитого слитка трансзвуковыми струями воздуха.	41
<i>Грес Л.П., Самойленко Т.В., Колдомасов С.В., Карпенко С.А., Каракаш Е.А., Волкова М.М., Миленина А.Е.</i> Совершенствование математической модели теплового расчета доменных воздухонагревателей (ВН).	48
<i>Ерёмин А.О.</i> Исследования конвективной теплоотдачи в высокотемпературных нагревательных печах.	57
<i>Кабииов С.М., Трусова И.А., Менделев Д.В., Ратников П.Э.</i> Анализ эффективности различных способов рекуперации теплоты дымовых газов в газопламенных промышленных печах.	65
<i>Каракаш Е.А., Грес Л.П., Флейшман Ю.М., Миленина А.Е., Колдомасов С.В.</i> Повышение эффективности системы отвода дыма в доменных воздухонагревателях.	74
<i>Качан Ю.Г., Коваленко В.Л., Візер А.А.</i> Щодо можливості формування теплових потоків просторовим електричним полем.	80
<i>Корнеев С.В.</i> Энергопотребление электродуговых печей при использовании футеровки различных типов.	85
<i>Кошельнік О.В.</i> Розробка водневих енергоперетворюючих систем для генерації пікової потужності.	95

<i>Кремнев В.Е., Адаменко Д.С., Кремнева Е.В.</i> Эксергетический анализ систем теплоснабжения.	102
<i>Пинчук В.А., Шарабура Т.А.</i> Влияние размера угольных частиц на теплофизические свойства водоугольных топлив.	110
<i>Романько В.В., Ерёмин А.О.</i> Повышение качества нагрева металла в нагревательных камерных печах с регенеративным отоплением.	121
<i>Сліпченко Н.В.</i> До розрахунку теплової роботи металевого трубчастого рекуператора з перехідною камерою.	127
<i>Сухой М.П., Козлов Я.Н., Сухой К.М., Беляновская Е.А., Коломиец Е.В., Томило М.М.</i> Эксплуатационные характеристики композитного сорбента «силикагель – сульфат натрия».	137
<i>Тимошпольский В.И., Кабишов С.М., Трусова И.А., Герман М.Л., Ратников П.Э.</i> Энергетический эффект от использования кислорода для обогащения воздуха горения в газопотребляющих агрегатах.	143
<i>Федоров С.С., Губинский М.В., Форись С.Н., Дворецкий Д.С.</i> Анализ процессов перемешивания углеродного материала в электротермических печах кипящего слоя.	155
АННОТАЦИИ	168

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць
Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Національна металургійна академія України

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

Російською, українською та англійською мовами

Технічний редактор **Т.М. Шемет**
Коректор **В.О. Гореленко**

Здано на складання 20.11.2013 р.
Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України (протокол № 10 від 25.11.2013 р.)

Оригінал-макет наукового видання розроблено редакцією збірника
«Металлургическая теплотехника» спільно з редакційно-видавничим
відділом Національної металургійної академії України.

Підписано до друку 25.11.13. Формат 84х108/32 Папір офсетний.
Умовн. друк. арк. 11,53. Тираж 100 прим. Замов. №

Віддруковано у видавництві «Нова ідеологія».
49044, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя, 15-а.
Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

М 54 **Металлургическая теплотехника** : збірник наукових праць
Національної металургійної академії України. – Випуск 5 (20) –
Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2013. – 196 с.

ISSN 2075-0714

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики в
металургії, ефективного використання палива, моделювання та ек-
спериментального дослідження теплофізичних процесів.

УДК 669.1:621.1