

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

**НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ**

**МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ
ТЕПЛОТЕХНИКА**

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Выпуск 3 (18)

**Днепропетровск
«Новая идеология»
2011**

Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Выпуск 3 (18). – Днепропетровск : Новая идеология, 2011. – 204 с.

Рекомендовано к печати Ученым советом Национальной металлургической академии Украины. Протокол № 10 от 28 ноября 2011 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.; Губинский В.И., д.т.н., проф.; Грес Л.П., д.т.н., проф.; Ревун М.П., д.т.н., проф.; Павлюченков И.А., д.т.н., проф.; Тимошпольский В.И., д.т.н., проф.; Ерёмин А.О., к.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)

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

Тригуб И.Г. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Шибакинский В.И. – к.т.н., доцент, НМетАУ

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ СТАЛЕРАЗЛИВОЧНЫХ КОВШЕЙ НА ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ РАСПЛАВА

На математической модели исследовано влияние геометрии сталеразливочного ковша на снижение температуры расплава во время его внепечной обработки. Показано, что оптимальное соотношение диаметра ковша и его высоты, обеспечивающее минимальные тепловые потери расплава, зависит от состояния его поверхности. Результаты исследований полезны при проектировании сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: геометрия сталеразливочного ковша; состояние поверхности; охлаждение расплава.

Постановка проблемы

Одним из основных параметров, который ограничивает длительность технологических операций со сталеразливочными ковшами, является температура расплава. Снижение температуры расплава связано с тепловыми потерями на нагрев футеровки ковша, теплопередачей через нее и излучением с открытой поверхности расплава. Уменьшение излучения с поверхности расплава в ковше достигается путем введения теплоизоляционных смесей в ходе технологических операций. Однако задача снижения тепловых потерь расплава на нагрев и теплопередачу через футеровку может быть решена не только использованием новых теплоизоляционных материалов, но и за счет оптимизации формы ковша.

Анализ последних исследований и публикаций

Методика расчета распределения температур внутри футеровки ковша при тепловом воздействии на нее приведена во многих работах. В частности, в [1] авторами описана математическая модель нестационарного теплопереноса через огнеупорную футеровку ковша, которая позволяет рассчитывать изменение температуры расплава в зависимости от состава и толщины слоев футеровки ковша за счет по-

терь тепла для различных производственных условий. Кроме того, в работе [2] нами выполнена сравнительная оценка тепловых потерь через стенку и днище ковша, а также с его поверхности в зависимости от длительности пребывания расплава в ковше. С использованием модели, аналогичной [1], НТЦ «Прибор» (Россия) разработал технологию автоматического определения теплосодержания сталеразливочного ковша [3], которая позволяет добиться стабильности технологических режимов.

Цель исследований

Установить влияние соотношения диаметра ковша к его высоте на тепловые потери расплава с целью их минимизации при внепечной обработке стали.

Основная часть

В качестве прототипа были приняты 120-тонные сталеразливочные ковши, которые применяются для внепечной обработки в условиях ОАО «Интерпайп НТЗ» (г. Днепропетровск).

После выпуска стали часть ковшей проходит обработку на машине скачивания шлака, поэтому при определении оптимального отношения геометрических параметров ковша рассматривались три варианта: для открытой поверхности расплава и для поверхности, полностью покрытой шлаком, а также при утеплении ванны специальной теплоизоляционной смесью – лузаром.

Сталеразливочный ковш представлен в виде усеченного конуса (рис. 1). Охлаждение расплава происходит за счет тепловых потерь через боковую поверхность ковша – $Q_{ст}$ и его днище – $Q_{дн}$, а также излучением с поверхности ванны – $Q_{пов}$.

Моделирование нестационарной теплопередачи от расплава через многослойные стенку и днище сталеразливочного ковша производилось с учетом начального поля температур слоев футеровки [1]. При этом для расчета процесса нестационарного теплообмена при охлаждении расплава использовались следующие исходные данные:

- теплофизические свойства расплава: плотность $\rho = 7500 \text{ кг/м}^3$, теплоемкость $C_p = 500 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$;
- начальная температура: расплава $1620 \text{ }^\circ\text{C}$, внутренней поверхности футеровки подготовленного ковша $900 \text{ }^\circ\text{C}$;
- коэффициент теплоотдачи от расплава к стенкам ковша принят равным $5800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$;
- толщина слоев футеровки соответствует ковшам ОАО «Интерпайп НТЗ», теплофизические свойства материалов которой приведены в [2];

- коэффициент теплоотдачи от стенок ковша принят равным $20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ при температуре окружающей среды $+20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- степень черноты поверхности: для жидкой стали – 0,85; для шлака – 0,30; для лузара – 0,04.

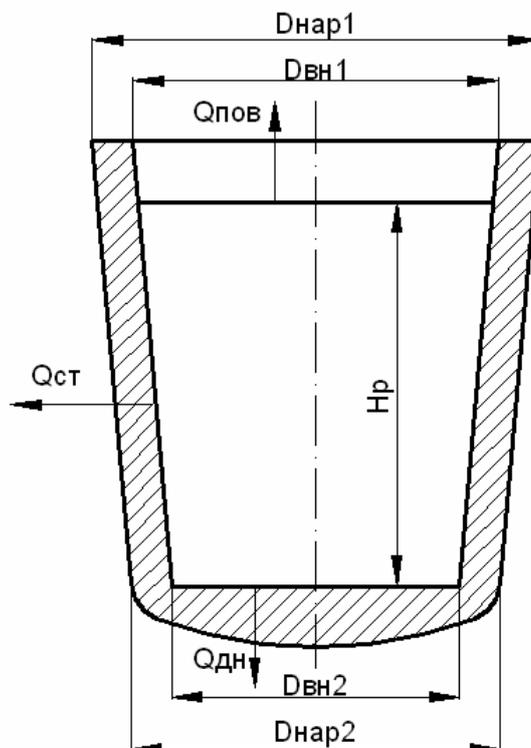


Рис. 1. Расчетная схема сталеразливочного ковша

Соотношение варьируемых геометрических размеров ковша – среднего диаметра ковша $D_k = 0,5 (D_{вн1} + D_{вн2})$ и высоты расплава H_p (при конусности ковша 0,06 и массе расплава $M_p = 120 \text{ т}$) приведены на рисунке 2.

Интегральное изменение температуры расплава Δt_p на каждом шаге времени моделирования $\Delta \tau$ вычислялось по выражению [2]:

$$\Delta t_p = - \frac{(Q_{ст} + Q_{дн} + Q_{пов})}{C_p \cdot M_p} \Delta \tau, \text{ }^\circ\text{C}.$$

Результаты расчета тепловых потоков через боковую поверхность ковша $Q_{ст}$ и его днище $Q_{дн}$, а также излучением с поверхности ванны $Q_{пов}$ приведены на рисунках 3 – 5.

На рисунке 3 показаны значения средних тепловых потоков при полностью открытой поверхности металла, на рисунке 4 – при поверхности, покрытой шлаком, а на рисунке 5 – при поверхности, покрытой лузаром.

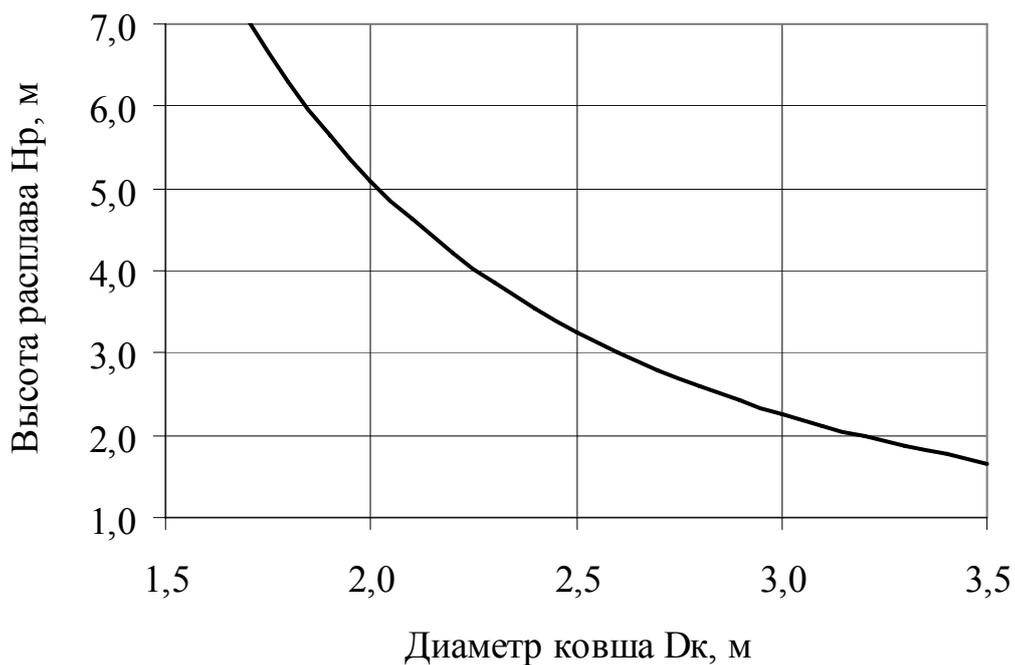


Рис. 2. Зависимость высоты расплава H_p от среднего диаметра ковша D_k (для массы расплава 120 т)

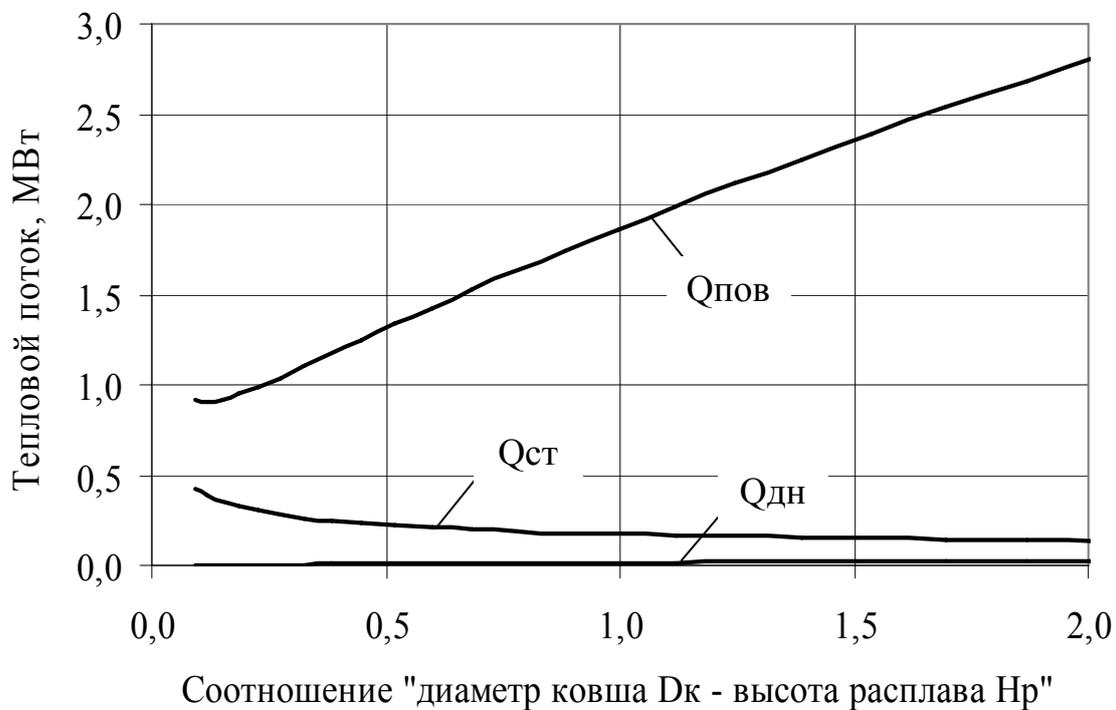


Рис. 3. Тепловые потоки при полностью открытой поверхности расплава

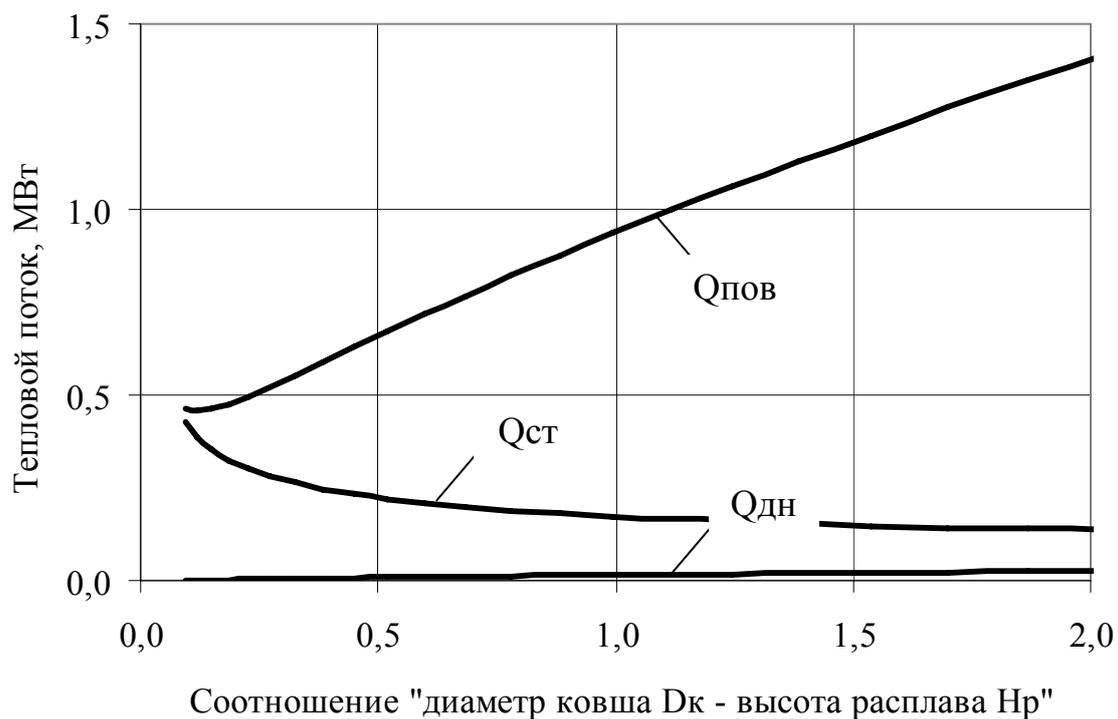


Рис. 4. Тепловые потоки при покрытой шлаком поверхности расплава

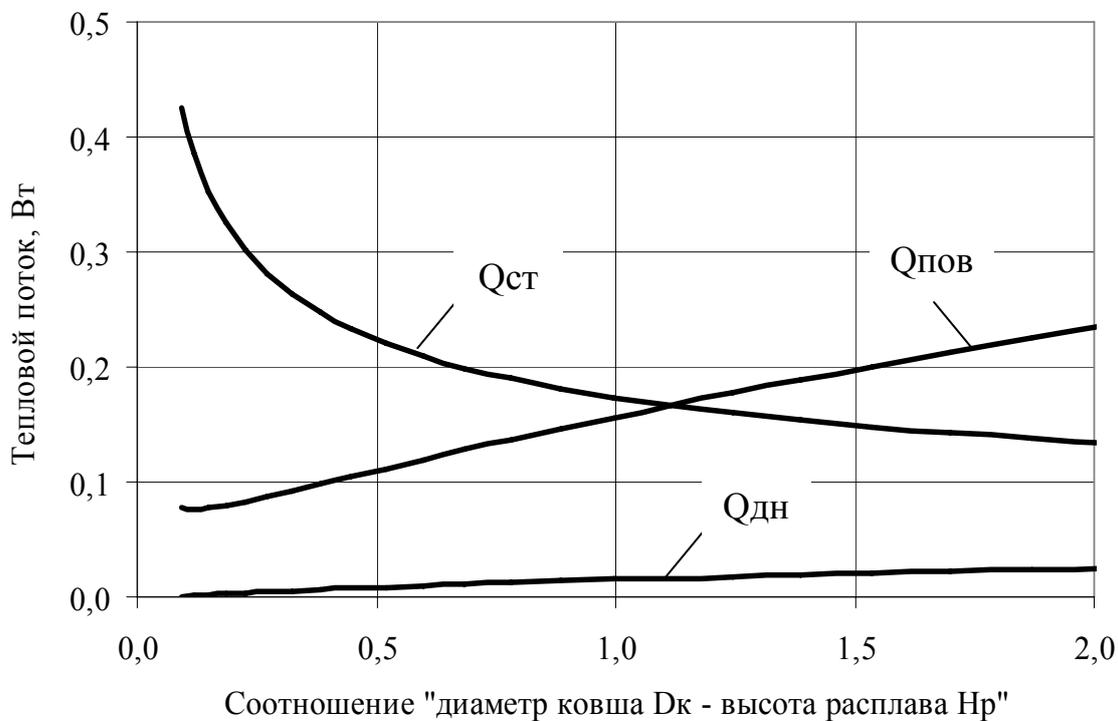


Рис. 5. Тепловые потоки при поверхности расплава, покрытой лузаром

На рисунке 6 кривая 1 показывает снижение температуры расплава при полностью открытой поверхности металла, кривая 2 – при поверхности, покрытой шлаком, а кривая 3 – при поверхности, покрытой лузаром.

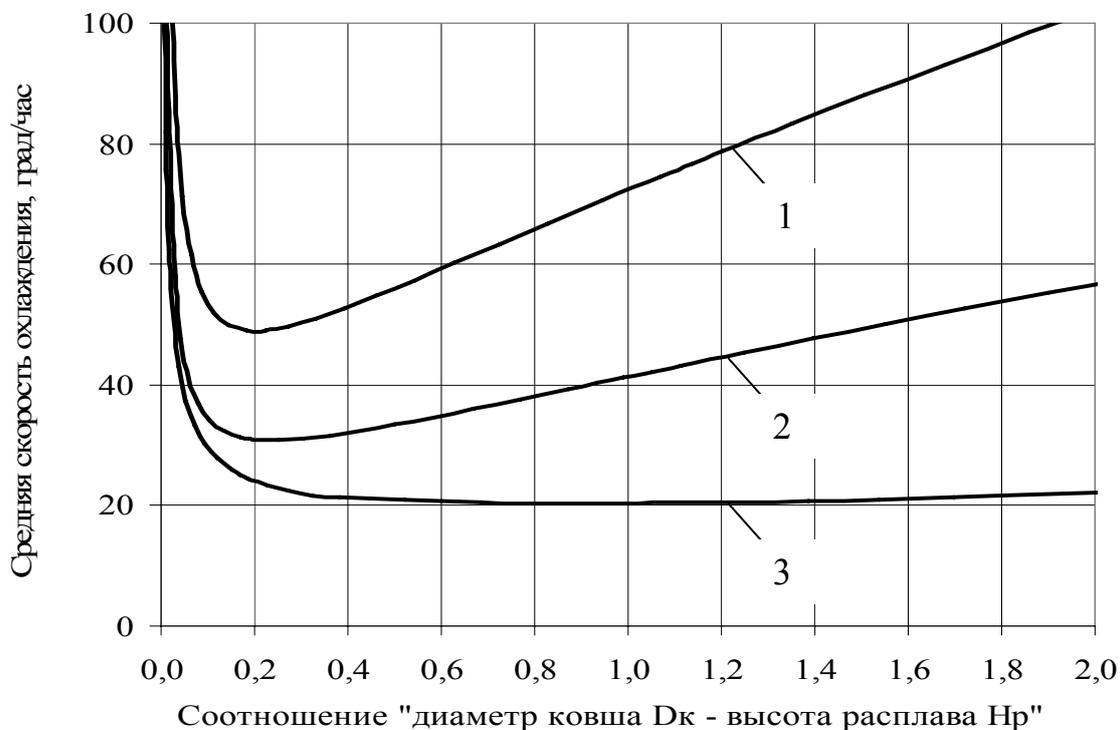


Рис. 6. Зависимость средней скорости охлаждения расплава от формы ковша

Анализ результатов моделирования

В результате моделирования определены оптимальные соотношения диаметр – высота ковша (D_k/H_p)_{opt} с точки зрения минимизации тепловых потерь расплава для рассматриваемых технологических ситуаций:

- открытая поверхность расплава – при $(D_k/H_p)_{opt1} = 0,206$ минимальная скорость охлаждения расплава составляет $48,9$ °С/час;
- покрытая шлаком поверхность – при $(D_k/H_p)_{opt2} = 0,253$ минимальная скорость охлаждения равна $30,8$ °С/час;
- поверхность расплава, покрытая утепляющей смесью «лузар» – при $(D_k/H_p)_{opt3} = 0,944$ минимальная скорость охлаждения снижается до $20,3$ °С/час.

Выводы и направление дальнейших исследований

На математической модели исследовано влияние соотношения диаметра ковша и его высоты на снижение температуры расплава во время технологических операций внепечной обработки стали.

Показано, что рациональная форма сталеразливочного ковша, обеспечивающая минимальные тепловые потери расплава на нагрев футеровки ковша и теплоотдачу через нее в окружающую среду, зависит, в основном, от состояния поверхности расплава.

Результаты исследований могут быть использованы при проектировании сталеразливочных ковшей, а также при разработке АСУ внепечной обработки [3].

Список литературы

1. 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.

2. Михайловский Н. В. Влияние толщины футеровки сталеразливочного ковша на тепловые потери расплава // Н.В. Михайловский, С.В. Бейцун. – *Металлургическая теплотехника : сб. научн. трудов НМетАУ*. – Днепропетровск : НМетАУ, 2010. – С. 135–142.

3. 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 03.09.2011 г.

УДК 662.9(083)

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

Кравцов В.В. – д.т.н., профессор, ДонНТУ

Некрасова И.Ю. – студент, ДонНТУ

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕКОНСТРУКЦИИ ФУТЕРОВКИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ И ТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Предложены зависимости для анализа эффективности реконструкции футеровки печей, позволяющие определять требуемую величину добавленного термического сопротивления для достижения заданной экономии топлива и срок окупаемости проектов по реконструкции.

Ключевые слова: нагревательная печь; футеровка; теплопотери; изоляционный материал; керамолочно.

Введение

Сегодня одним из самых существенных направлений по совершенствованию работы нагревательных и термических печей является сокращение расхода топлива при сохранении темпа тепловой обработки. Мероприятия по достижению этой цели известны и имеется множество примеров их успешной реализации [1, 2]. Таковыми являются: сокращение нерациональных теплопотерь рабочей камеры и уменьшение количества теплоты, уходящей из агрегата с продуктами сгорания. Для многих отечественных агрегатов удельный расход топлива на нагрев металла под прокатку с холодного посада достигает величины порядка 100 кг.у.т./т и более, в то время как в иностранной практике приводятся сведения об удельном расходе топлива при прочих равных условиях порядка 40 кг.у.т./т.

Постановка задачи исследования

Приступая к реконструкции собственными силами отечественного предприятия или привлекая для этой цели иностранную фирму, необходимо иметь представление о количественном влиянии каждого из возможных мероприятий на величину экономии топлива.

В данной работе внимание сосредоточено на создании инструментов для анализа эффективности реконструкции футеровки нагревательных и термических печей. Рассматривается один вариант ре-

конструкции, базирующийся на нанесении внутреннего слоя керамоволокнистых материалов на базовую футеровку агрегата. При этом достигается снижение теплотерь через футеровку агрегата и сокращается количество аккумулированной теплоты, так как керамоволокнистые материалы имеют пористую структуру и, соответственно, низкую плотность, а среднemasсовая температура базовой футеровки становится ниже.

Однако на практике на предприятиях, потенциально заинтересованных в проведении реконструкции печей, специалисты затрудняются в самостоятельном выборе наилучшего решения и оценке предложений компаний, специализирующихся на выполнении такого рода работ. Например, предложение сократить расход топлива на определенную значительную величину только за счет реконструкции футеровки нуждается в проверке.

Для решения этой задачи в данной работе получены зависимости, позволяющие количественно определить требования к реконструкции футеровки для достижения конкретной экономии топлива.

Основной материал исследования

Рассмотрение поставленной задачи ограничено печами непрерывного действия, для которых пренебрегаем учетом потерь на аккумуляцию теплоты футеровкой.

Тепловые потери через футеровку агрегата до реконструкции вычисляются как [1, 2]:

$$Q_{\text{до рек}} = \frac{\Delta t}{R_{\Sigma}} \cdot F,$$

где Δt – средний по длине печи температурный перепад (потенциал), определяющий тепловой поток через футеровку, вычисляется как разница средней по длине печи температуры газов, заполняющих камеру печи, и температуры окружающей среды, °С; R_{Σ} – итоговое термическое сопротивление на пути теплоты через футеровку печи (сумма термических сопротивлений конвективной и лучистой отдаче тепла от газов к внутренней поверхности футеровки, теплопроводности через слой (слои) футеровки, конвективной и лучистой теплоотдаче от наружной поверхности футеровки в окружающую среду), К·м²/Вт; F – площадь внутренней поверхности футеровки, м².

Если есть существенные отличия в величине термического сопротивления элементов ограждения рабочей камеры или в характере взаимодействия их наружных поверхностей с окружающей средой, эта ситуация может быть учтена путем введения расчетного значения F , которое позволяет получить действительную величину теплотерь

при использовании одного, усредненного для всей печи, термического сопротивления футеровки и температурного перепада.

Тепловые потери через футеровку агрегата после реконструкции вычисляются как:

$$Q_{\text{после рек}} = \frac{\Delta t}{R_{\Sigma} + \frac{\delta_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}}} \cdot F,$$

где $\delta_{\text{н}}$ – толщина добавленного слоя футеровки, м; $\lambda_{\text{н}}$ – коэффициент теплопроводности материала добавленного слоя футеровки, Вт/(м·К).

Предложенная зависимость вносит некоторую погрешность относительно действительной ситуации, так как введение дополнительного термического сопротивления за счет нанесения слоя материала на внутреннюю поверхность базового слоя футеровки приведет к изменению средней температуры слоев базовой футеровки и, соответственно, некоторому изменению коэффициентов их теплопроводности, а также к изменению температуры наружной поверхности футеровки и некоторому изменению итогового коэффициента теплоотдачи от нее в окружающую среду. Однако данные соображения не оказывают решающего воздействия на итоговую величину теплового потока через футеровку агрегата после реконструкции. Как правило, их неучет приводит к некоторому незначительному завышению величины теплотерь. Во-первых, коэффициент теплопроводности шамотных материалов (обычно используемых в качестве базовой футеровки) увеличивается с ростом температуры, а значит в действительности снижение среднemasовой температуры базовой футеровки после добавления внутреннего слоя керамоволокна приведет к падению среднего для базовой футеровки значения коэффициента теплопроводности. Во-вторых, снижение температуры наружной поверхности футеровки приведет к уменьшению итогового коэффициента теплоотдачи от нее в окружающую среду.

Разница теплотерь агрегата до и после реконструкции определяется как:

$$\Delta Q = Q_{\text{до рек}} - Q_{\text{после рек}} = \frac{\Delta t}{R_{\Sigma}} \cdot F - \frac{\Delta t}{R_{\Sigma} + \frac{\delta_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}}} \cdot F = \frac{\Delta t \cdot \frac{\delta_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}} \cdot F}{R_{\Sigma} \cdot \left(R_{\Sigma} + \frac{\delta_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}} \right)}. \quad (1)$$

Тогда, полагая, что температурный режим нагрева, время нагрева и изменение средней температуры дыма по длине печи не изменятся после реконструкции, относительную экономию топлива определим как:

$$\Delta Q_{\text{ес}} = \frac{\Delta Q}{m \cdot c \cdot \Delta t_{\text{нагр}} + Q_{\text{до рек}} + Q_{\text{пр.пот.}}}, \quad (2)$$

где m – производительность агрегата по нагреву материала, кг/с; c – средняя теплоемкость нагреваемого материала, посчитанная для диапазона температур тепловой обработки, Дж/(кг·К); $\Delta t_{\text{нагр}}$ – изменение среднемассовой температуры материала в процессе тепловой обработки, °С; $Q_{\text{пр. пот}}$ – прочие потери печи (сюда, в общем случае, могут входить потери теплоты излучением через открытые отверстия, потери тепла с охлаждающей водой и другие виды потерь), Вт.

В данном исследовании потери, учтенные в слагаемом $Q_{\text{пр. пот}}$, приняты равными нулю. С одной стороны, некоторые из них действительно, для ряда агрегатов непрерывного действия либо отсутствуют, либо сводятся к минимуму при применении современных технических решений, с другой стороны, учет конкретного значения величины $Q_{\text{пр. пот}}$ не внесет существенных изменений в изложенную ниже методику.

Подставляя выражение для определения разницы теплотерь до и после реконструкции (1) в выражение (2) и выполняя ряд преобразований, получим зависимость термического сопротивления добавленного слоя керамоволокнистого материала от требуемой относительной экономии топлива:

$$R_{\text{T}}^{\text{доб}} = \frac{\delta_{\text{H}}}{\lambda_{\text{H}}} = \frac{\Delta Q_{\text{ec}} \left(m \cdot c \cdot \Delta t_{\text{нагр}} + \frac{\Delta t \cdot F}{R_{\Sigma}} \right) \cdot R_{\Sigma}^2}{\Delta t \cdot F - \Delta Q_{\text{ec}} \cdot m \cdot c \cdot \Delta t_{\text{нагр}} \cdot R_{\Sigma} - \Delta Q_{\text{ec}} \cdot \Delta t \cdot F}.$$

Рассмотрим использование предложенной зависимости на следующем примере: поверхность кладки 240 м^2 , производительность печи по нагреву $8,33 \text{ кг/с}$ (30 т/ч). Изменение среднемассовой температуры материала в процессе нагрева – 1200 °С , температурный перепад, определяющий потери теплоты – 1100 °С , нагреваемый материал – сталь. Рассмотрены три варианта базовой футеровки:

1) однослойная футеровка из плотного шамота, толщина $0,3 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности 1 Вт/(м·К) . На практике такая базовая футеровка вряд ли встречается, так как ее термическое сопротивление не обеспечивает необходимой тепловой изоляции камеры печи при высокотемпературном нагреве; в рассмотрение этот вариант введен для расширения возможностей анализа;

2) однослойная футеровка из плотного шамота, толщина $0,6 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности 1 Вт/(м·К) ;

3) двухслойная футеровка, внутренний слой из плотного шамота, толщина $0,3 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности 1 Вт/(м·К) , второй слой из шамота легковеса, толщина $0,3 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности $0,6 \text{ Вт/(м·К)}$.

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности футеровки в окружающую среду принят $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Зависимость термического сопротивления, которое необходимо добавить при реконструкции футеровки для достижения заданной относительной экономии топлива, приведена на рисунке 1. Анализ данной информации позволяет заключить, что при приближении добавленного термического сопротивления к некоторому граничному значению дальнейшее его увеличение становится неэффективным. Ему соответствует значение граничной относительной экономии топлива, достигнутой за счет реконструкции футеровки. Значения этих величин в каждом конкретном случае зависят от конструкции и характеристик базовой футеровки, производительности печи и т.д. Причем, величина граничной относительной экономии топлива увеличивается при уменьшении производительности печи и при снижении термического сопротивления базовой футеровки.

Оценка целесообразности проведения реконструкции футеровки (особенно при выборе одного из нескольких вариантов) должна проводиться на основе анализа технико-экономических критериев эффективности, например, срока окупаемости.

В общем случае срок окупаемости какого-либо мероприятия определяется как:

$$O = \frac{\Delta Z}{\Delta \text{Пр}},$$

где ΔZ – затраты на реализацию мероприятия, ден.ед.; $\Delta \text{Пр}$ – прибыль от реализации мероприятия, ден.ед./ед. времени.

Для того чтобы получить возможность удобного вычисления срока окупаемости проектов по реконструкции футеровки высокотемпературных агрегатов в данной работе выведена соответствующая зависимость.

Прибыль от реализации реконструкции футеровки может быть определена как цена количества топлива, которое пошло бы на выработку количества тепла, соответствующего разнице теплопотерь агрегата до и после реконструкции с учетом средневзвешенного коэффициента использования топлива в печи (η) и коэффициента загрузки агрегата $k_{\text{загр}}$, который представляет собой долю фактической работы агрегата в течение характерного периода времени (обычно года):

$$\Delta \text{Пр} = \frac{\Delta Q}{Q_{\text{нр}} \cdot \eta} \cdot k_{\text{загр}} \cdot C_{\text{топл}} \cdot 365 \cdot 24 \cdot 3600,$$

где $C_{\text{топл}}$ – цена единицы топлива, ден. ед./ м^3 ; $Q_{\text{нр}}$ – низшая теплота сгорания топлива, $\text{Дж}/\text{м}^3$.

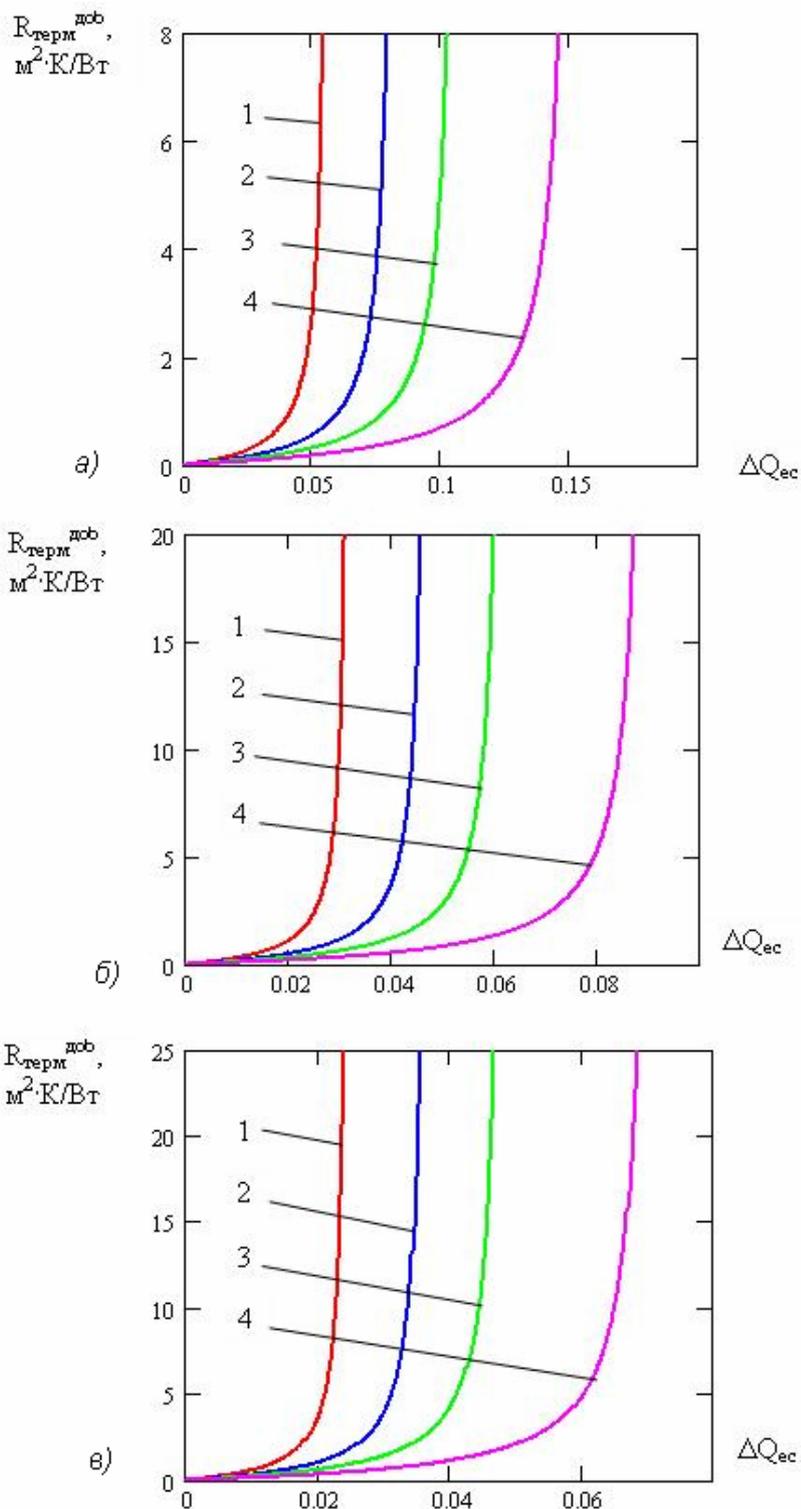


Рис. 1. Зависимость термического сопротивления, которое необходимо добавить при реконструкции футеровки для достижения заданной относительной экономии топлива:
 1 – производительность печи 60 т/ч, 2 – 40 т/ч, 3 – 30 т/ч, 4 – 20 т/ч;
 а – первый вариант футеровки, б – второй вариант футеровки,
 в – третий вариант футеровки

Затраты на реализацию реконструкции футеровки состоят из стоимости материала и монтажа:

$$\Delta Z = M_{\text{уд}} \cdot F + \frac{C_{\text{уд}}}{s} \cdot F,$$

где $M_{\text{уд}}$ – стоимость монтажа 1 м² керамоволокнистого материала, ден. ед./м²; $C_{\text{уд}}$ – цена одного метра рулонного материала с шириной рулона s , ден. ед./м³.

Таким образом, итоговая зависимость для определения срока окупаемости выглядит как:

$$O = \frac{\left(M_{\text{уд}} + \frac{C_{\text{уд}}}{s} \right) \cdot Q_{\text{нр}} \cdot \eta \cdot \left(R_{\Sigma}^2 \cdot \frac{\lambda_{\text{н}}}{\delta_{\text{н}}} + R_{\Sigma} \right)}{\Delta t \cdot C_{\text{топл}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot 365 \cdot 24 \cdot 3600}.$$

Как видно из анализа полученной зависимости сокращение срока окупаемости при прочих равных условиях имеет место:

- при снижении цен на монтаж и закупку материалов;
- при росте цен на топливо;
- при работе с агрегатами с меньшими значениями коэффициента использования топлива;
- при более низких значениях итогового термического сопротивления базовой футеровки;
- при росте термического сопротивления добавленного слоя футеровки.

Выводы

Получены зависимости для анализа эффективности реконструкции футеровки печей непрерывного действия, позволяющие определять требуемую величину добавленного сопротивления для достижения заданной экономии топлива.

Введено понятие граничной относительной экономии топлива, достигаемой при реконструкции футеровки.

Получена зависимость для определения срока окупаемости проектов по реконструкции футеровки печей непрерывного действия.

Список литературы

1. Тайц Н. Ю. Технология нагрева стали / Н. Ю. Тайц. – М. : Металлургия, 1962. – 568 с.
2. Metallurgical heat engineering. In 2 volumes. T 1. – Theoretical foundations: textbook for universities / Krievandin V. A., Arutyunov V. A., Mastryukov B. S. and others. – M. : Metallurgy, 1986. – 424 p.
3. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М. : Энергия, 1973. – 265 с.

4. Ginkul S. I. Heat and mass transfer / S. I. Ginkul, V. V. Kravtsov, V. I. Sheludchenko, A. B. Birukov. –Donetsk : Nord-Press, 2006. – 292 p.

Рукопись поступила 08.04.2011 г.

УДК 621.771.22.016

Бровкин В.Л. – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Дорошенко Т.В. – аспирант, НМетАУ

Радченко Ю.Н. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Лазич Л. – доктор наук, профессор, Загребский университет, г. Сисак, Хорватия

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАМЕРЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПРОКАТА КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

При проектировании новой установки ускоренного охлаждения проката главной задачей является определение размеров камеры охлаждения (диаметр и длина). Для решения этой задачи разработана математическая модель процесса охлаждения проката круглого сечения, позволяющая исследовать влияние конструктивных параметров камеры охлаждения на технологические режимы, на качество охлаждения и энергоэффективность работы охлаждающей установки. Определено, что основными ограничителями при выборе диаметра камеры охлаждения являются давление воды, создаваемое насосом, и температура воды на выходе из камеры охлаждения. Рекомендованы относительные диаметры камеры охлаждения, исходя из условий обеспечения широкого диапазона регулирования охлаждающей способности камеры и минимизации расхода энергии, потребляемой электродвигателем водяного насоса.

Ключевые слова: прокат; камера охлаждения; диаметр; расход воды; температура; энергоэффективность; мощность насоса.

Введение

Для снижения себестоимости и повышения качества металлопродукции применяют технологии ускоренного охлаждения горячекатаного металлопроката с прокатного нагрева в потоке непрерывных мелкосортных и проволочных станов. При использовании таких технологий уменьшаются затраты энергоносителей на специальный нагрев металла в термических печах. В период становления и развития технологии ускоренного охлаждения были разработаны устройства и технологии охлаждения различных видов металлопродукции, дано объяснение механизмов термомеханического упрочнения стали [1].

В настоящее время подавляющий объем сортового металлопроката обрабатывается в устройствах ускоренного охлаждения камерного типа. На рис. 1 показана принципиальная схема камерного устройства ускоренного охлаждения и термического упрочнения проката. Устройство ускоренного охлаждения представляет собой цилиндрическую камеру проходного типа, в которую под давлением подается охлаждающая вода, а по оси движется прокат. В зависимости от взаимного направления движения проката и воды различают режимы охлаждения: прямоточный, противоточный и прямо-противоточный режим [2].

Противоточный режим движения является более эффективным с точки зрения теплообмена. Преимуществом прямоточного режима, особенно при охлаждении длинномерного проката перед холодильником, является наличие эффекта гидротранспортирования проката, но скорость охлаждения поверхности металла при таком режиме в 4-5 раз меньше чем при противотоке при одном и том же расходе воды. Прямо-противоточный режим применяется реже, т.к. из-за наличия взаимного подпора воды возрастает гидравлическое сопротивление охлаждающих камер. Это приводит к увеличению энергетических затрат, уменьшению скорости воды и, как следствие, снижению охлаждающей способности устройства [3].

Установки ускоренного охлаждения могут включать в себя как одну длинную секцию, обеспечивающую глубокое охлаждение металла, так и несколько коротких секций, обеспечивающих мягкое подстуживание проката на большей длине установки. Например, в работе [4] предлагается переход от односекционной к многосекционной установке с целью достижения дополнительных потребительских свойств арматурного проката.

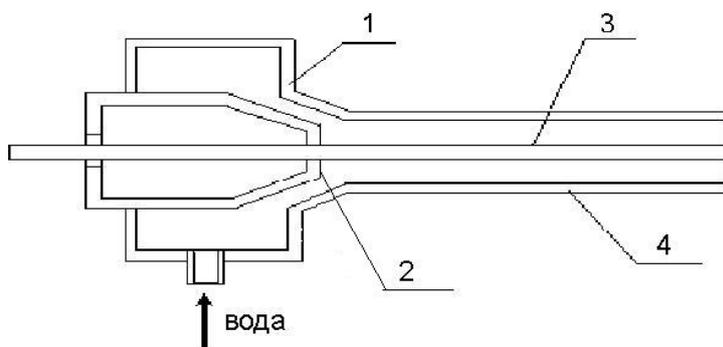


Рис. 1. Принципиальная схема устройства ускоренного охлаждения:

- 1 – корпус форсунки; 2 – кольцевое сопло форсунки;
- 3 – охлаждаемый прокат; 4 – камера охлаждения

При проектировании новой охлаждающей установки главной задачей является определение размеров камеры (диаметр и длина) и их влияния на технологические параметры процесса охлаждения. По рекомендациям [5], из условия устойчивости движения проката в трубе отношение диаметра камеры охлаждения к диаметру проката должно составлять 3,5–4. В работе [6] с использованием математической модели выполнен анализ влияния диаметра камеры и скорости воды на температуру проката. На основе анализа сделан вывод, что путем варьирования краевыми условиями можно добиться получения температурного поля по сечению проката, которое определяется из требований получения определенных механических и прочностных свойств металла.

В работе [7] рекомендуется проводить расчет конструктивных параметров прямоочных охлаждающих устройств с учетом оптимальности гидродинамических параметров в зависимости от наружного диаметра выходного конца приемной воронки. Приведенные в работе [7] выражения получены при длине камеры охлаждения 4 м и диаметре проката 6,5 мм. Такой подход требует дополнительного обоснования диаметра выходного конца приемной воронки.

Постановка задачи

Исследование режимов охлаждения, конструктивных параметров охлаждающих устройств выполнено на примере технических условий одного из прокатных станов (прокатный стан с производством катанки 200 тыс. тонн в год). Для анализа режимов использовалась математическая модель теплообмена.

Цель работы

Целью работы является повышение экономичности работы и расширение диапазона охлаждающей способности устройств ускоренного охлаждения за счет выбора рациональных геометрических параметров камеры охлаждения.

Математическая модель процесса охлаждения

При охлаждении проката в камерах, в производственных условиях, практически невозможно измерить температуру проката в процессе охлаждения. Эту температуру можно рассчитать на основе математической модели теплообмена.

Сортовой металл в процессе прокатки имеет форму поперечного сечения, близкую к кругу. Основой математической модели охлаждения проката круглого сечения является дифференциальное уравнение теплопроводности в цилиндрических координатах [8]:

$$c_{\text{ме}} \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r},$$

где $c_{\text{ме}}$ – удельная теплоемкость металла, Дж/(кг·К); ρ – плотность металла, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности металла, Вт/(м·К); τ – время, с; r – координата по радиусу, м; T – температура металла, К.

В процессе охлаждения металла температура его поверхности может колебаться в значительном диапазоне от начальной температуры раската до температуры охлаждающей воды. Поэтому в модели используются граничные условия 3 рода:

– в пределах камеры охлаждения имеет место конвективный теплообмен между поверхностью металла и водой:

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha \cdot (T_{\text{в}} - T) \text{ при } r = R,$$

где α – коэффициент теплоотдачи от металла к воде, Вт/(м²·К); T – температура поверхности металла, К; $T_{\text{в}}$ – температура воды, К; R – радиус проката, м;

– на воздухе (вне камеры охлаждения) имеет место лучисто-конвективный теплообмен:

$$-\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha_{\text{окр}} \cdot (T_{\text{окр}} - T) + \sigma_0 \cdot \varepsilon_{\text{ме}} \cdot (T_{\text{окр}}^4 - T^4) \text{ при } r = R,$$

где $\alpha_{\text{окр}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией от металла к воздуху, Вт/(м²·К); $T_{\text{окр}}$ – температура воздуха, К; $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения черного тела; $\varepsilon_{\text{ме}}$ – степень черноты металла.

В качестве начального условия принимаем, что перед входом в камеру охлаждения температура по сечению проката одинакова:

$$T(r) = T_0 \text{ при } \tau = 0,$$

где T_0 – температура проката перед входом в камеру охлаждения, К.

В соответствии с рекомендациями [5] для катанки диаметром 6,5 мм с водой в прямо- и противоточных камерах охлаждения для среднего по длине камеры коэффициента теплоотдачи применяется критериальная зависимость:

$$Nu = 4,2 \cdot 10^{-10} \cdot (Re_{\text{абс}}^2 + Re_{\text{отн}}^2),$$

где $Nu = \alpha \cdot d_{\text{пр}} / \lambda_{\text{в}}$ – число Нуссельта; $Re_{\text{абс}} = W_{\text{абс}} \cdot d_{\text{к}} / \nu_{\text{в}}$ – число Рейнольдса для абсолютной скорости воды; $Re_{\text{отн}} = W_{\text{отн}} \cdot d_{\text{пр}} / \nu_{\text{нас}}$ – число Рейнольдса для относительной скорости воды; $d_{\text{к}}$ – диаметр камеры охлаждения, м; $d_{\text{пр}}$ – диаметр проката, м; $\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности воды на линии насыщения, зависящий от давления воды, Вт/(м·К); $\nu_{\text{в}}$ – коэффициент кинематической вязкости воды, зависящий от температуры воды, м²/с; $\nu_{\text{нас}}$ – коэффициент

кинематической вязкости воды на линии насыщения, зависящий от давления воды, м²/с; $W_{абс}$ – абсолютная скорость воды в кольцевом канале; $W_{пр}$ – скорость проката, м/с; $W_{отн} = |W_{пр} \pm W_{абс}|$ – относительная скорость воды в кольцевом канале ("плюс" – для противотока, "минус" – для прямотока), м/с.

Давление воды, входящее в формулы для определения свойств воды на линии насыщения, определяется как среднеарифметическое по длине камеры $P = (P_{вх} + P_{вых}) / 2$, где $P_{вх}$ – давление на входе в камеру охлаждения, определяемое по формуле:

$$P_{вх} = P_{вых} + \mu \cdot \frac{l_{кам}}{d} \cdot P_{дин}, \text{ Па}$$

где $P_{дин} = \frac{\rho_v \cdot W_{абс}^2}{2}$ – динамическое давление воды на выходе из

камеры, Па; μ – гидравлический коэффициент трения (при прямотоке $\mu = 0,03$; при противотоке $\mu = 0,05$ [5]); $l_{кам}$ – длина камеры охлаждения, м; ρ_v – плотность воды, кг/м³; $P_{вых}$ – давление воды на выходе из камеры охлаждения, равное давлению окружающей среды, Па.

Потери давления в сети рассчитывались по формуле:

$$\Delta P_{сеть} = \xi \cdot \frac{\rho_v \cdot W_{абс}^2}{2},$$

где ξ – постоянная гидравлической сети (обобщенный коэффициент потерь на местных сопротивлениях гидравлической сети от насоса до выхода из кольцевого зазора сопла камеры охлаждения).

Постоянная гидравлической сети определялась на основе практических данных при эксплуатации межклетьевых охлаждающих устройств. Можно считать, что при средней удаленности насоса от камеры охлаждения в 50 метров, диаметре трубы 159 мм, величине кольцевого зазора 3 – 5 мм, а также при наличии в гидравлической сети измерительной диафрагмы, вентиля, отсечного устройства, задвижек, происходит падение давления в 10 ати при расходе воды 30 м³/ч. Обратным пересчетом по этим показателям определялась величина ξ .

Температура воды, при которой определялись свойства воды, усреднялась по длине камеры охлаждения: $t_v = (t_{в.к} + t_{в.н}) / 2$, где $t_{в.н}$ – начальная температура воды; $t_{в.к}$ – температура на выходе из камеры охлаждения, определяемая из теплового баланса по воде:

$$Q = v_v \cdot (c_{тв.к} \cdot t_{в.к} - c_{тв.н} \cdot t_{в.н}),$$

где Q – количество теплоты, переданное от металла к воде, Вт; $c_{тв.к}$ и $c_{тв.н}$ – удельные теплоемкости воды, определенные при температурах, соответственно, $t_{в.к}$ и $t_{в.н}$, Дж/(м³·К); v_v – расход воды, м³/с.

Полезная мощность насоса (без учета КПД насоса) рассчитывали по формуле:

$$N = P_{\text{насос}} \cdot V_{\text{в}},$$

где $P_{\text{насос}} = \Delta P = P_{\text{вх}} + \Delta P_{\text{сеть}} + P_{\text{дин}}$ – суммарные потери давления воды в камере и в сети, равные давлению, создаваемому насосом, Па.

Для решения уравнения теплопроводности с принятыми выше граничными условиями использовали метод конечных разностей [9].

Анализ результатов

Исходные данные для расчета были следующие:

- длина камеры охлаждения $L = 3$ м;
- диаметр проката $d_{\text{пр}} = 6,5$ мм;
- начальная температура воды $t_{\text{в.н}} = 20$ °С;
- скорость проката $W_{\text{пр}} = 25$ м/с;
- начальная температура металла $t_0 = 1000$ °С;
- материал – малоуглеродистая сталь;
- степень черноты поверхности проката $\varepsilon_{\text{ме}} = 0,8$;
- режим охлаждения – прямоток.

Расчет выполнен при переменных теплофизических свойствах металла [10] и переменных физических параметрах воды на линии насыщения [5].

Температура воды на выходе из камеры охлаждения составляет от 40 °С [5] до 80 °С [11]. Более высокая температура воды, со временем, может вывести охлаждающую установку из строя из-за возможности отложения солей в водоотводящих каналах [12]. Также, при высоких температурах воды возрастает вероятность неравномерного охлаждения по длине раската из-за опасности образования паровых пробок в камерах.

Давление воды, создаваемое насосом было ограничено значением 50 ат, что соответствует практике эксплуатации установок ускоренного охлаждения проката.

Проведена серия расчетов охлаждающей способности камеры охлаждения фиксированной длины при различных значениях диаметра камеры. При этом предполагалось, что подводящая линия от насоса до камеры охлаждения неизменна. Под охлаждающей способностью понимаем разность между начальной температурой металла и среднемассовой температурой проката после охлаждения в камере.

На рис. 2 представлена температурная диаграмма охлаждения проката при диаметре камеры охлаждения $d_{\text{кам}} = 20$ мм, температуре воды на выходе из камеры $t_{\text{в.к}} = 50$ °С и расходах воды 13 и 30 м³/ч, мощность насоса при этом равняется, соответственно, 2,5 и 27 кВт.

Скорость прокатки составляет 25 м/с. Длина камеры 3 м. Режим охлаждения – прямоток.

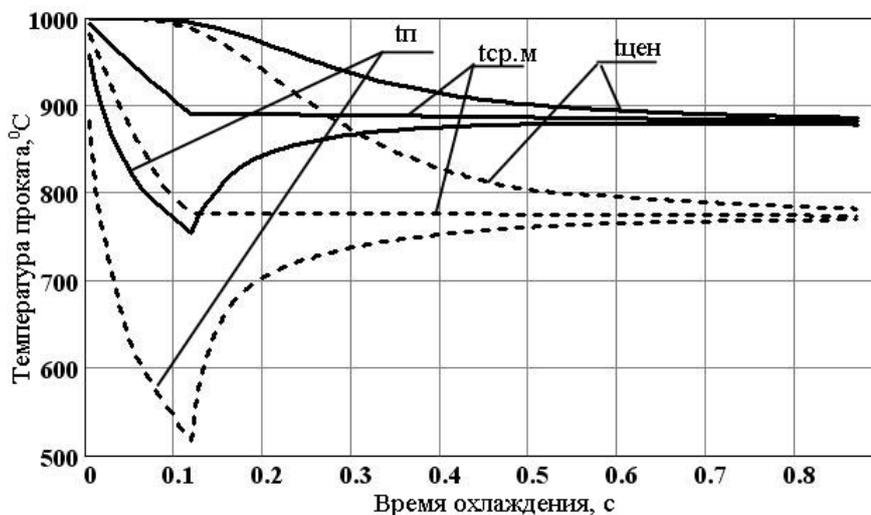


Рис. 2 – Температурная диаграмма охлаждения проката:

$t_{п}$ – температура поверхности проката; $t_{ср.м}$ – среднемассовая температура; $t_{цен}$ – температура в центре;
 — расход воды 13 м³/ч; — — — расход воды 30 м³/ч

В начальный момент времени охлаждения, когда прокат входит в камеру, поверхность металла резко охлаждается за счет теплообмена между металлом и водой. Температура на оси проката при этом практически равна начальной температуре металла. После камеры металл попадает на воздух и, вследствие резкого снижения интенсивности теплообмена на поверхности проката, среднемассовая температура раската почти не изменяется. Это приводит к постепенному выравниванию температуры по всему сечению проката за счет теплоты внутренних слоев металла. В зависимости от требуемой степени выравнивания температуры может быть определено минимальное расстояние от охлаждающего устройства до следующей клетки прокатного стана.

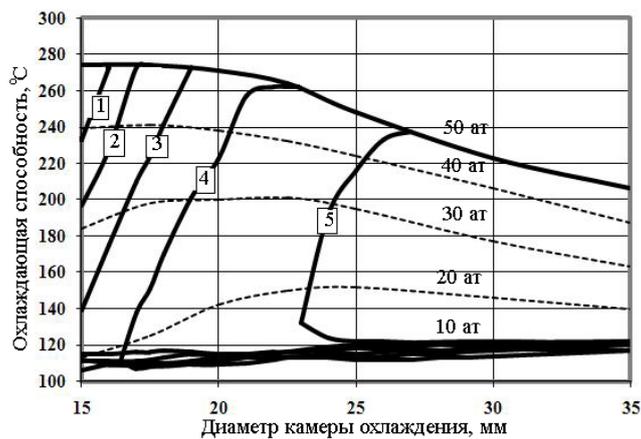
В зависимости от требований по структуре металла, уровню его механических свойств и возможностей размещения оборудования для достижения одинаковой конечной среднемассовой температуры может быть применен режим мягкого подстуживания (с удлинением линии охлаждения) или быстрого охлаждения. Мягкое подстуживание позволяет более рационально использовать воду, экономить энергию на привод водяных насосов, но требует установки дополнительных камер охлаждения.

Как видно из рис. 2, при повышении расхода воды с $13 \text{ м}^3/\text{ч}$ (мягкое подстуживание) до $30 \text{ м}^3/\text{ч}$ (быстрое охлаждение) возрастает охлаждающая способность камеры охлаждения с $110 \text{ }^\circ\text{C}$ до $220 \text{ }^\circ\text{C}$. Это объясняется увеличением коэффициента теплоотдачи, который зависит, главным образом, от скорости воды. При расходе воды $v_v = 13 \text{ м}^3/\text{ч}$ значение коэффициента теплоотдачи составляет $\alpha = 9600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а при расходе $v_v = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$ – $\alpha = 29000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

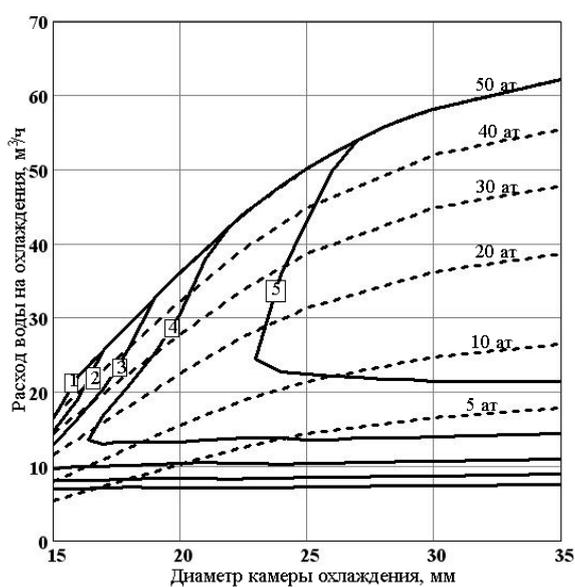
Можно обратить внимание на то, что температура воды на выходе из камеры охлаждения при расходе воды 13 и $30 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Если принять, что это максимально допустимая температура воды, то охлаждение проката в камере заданного диаметра (20 мм) возможно в границах между кривыми среднемассовой температуры двух графиков, соответствующих расходам воды 13 и $30 \text{ м}^3/\text{ч}$. Т.е. металл можно охладить только до значений среднемассовой температуры, лежащей в диапазоне $780 - 880 \text{ }^\circ\text{C}$. При попытке охлаждения металла, допустим, до $950 \text{ }^\circ\text{C}$ (уменьшением расхода воды ниже $13 \text{ м}^3/\text{ч}$) или $700 \text{ }^\circ\text{C}$ (увеличением расхода воды выше $30 \text{ м}^3/\text{ч}$) будет превышена оговоренная выше температура воды на выходе из камеры – $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Таким образом, при наличии ограничений по температуре воды охлаждение проката может осуществляться только в определенном диапазоне среднемассовой температуры.

На рис. 3 представлены графики зависимости охлаждающей способности камеры охлаждения, расхода воды и полезной мощности насоса от диаметра камеры при различной температуре воды на выходе из камеры ($t_{в.к}$) и различном давлении воды ($P_{\text{насос}}$), создаваемом насосом. Из графиков может быть определена область допустимых значений диаметра камеры охлаждения. Например, примем максимально возможную температуру воды на выходе из камеры $40 \text{ }^\circ\text{C}$ (кривая 5) и давление воды, создаваемое насосом, на уровне не более 30 ат . Тогда для обеспечения охлаждающей способности камеры на уровне $150 - 200 \text{ }^\circ\text{C}$ (что соответствует диапазону регулирования охлаждающей способности камеры $50 \text{ }^\circ\text{C}$) диаметр камеры должен составлять $23 - 24 \text{ мм}$. Под диапазоном регулирования понимается разница между верхним и нижним значениями охлаждающей способности камеры. Максимальная полезная мощность водяных насосов при этом будет составлять $34 - 35 \text{ кВт}$. Максимальный расход воды $37 \text{ м}^3/\text{ч}$.

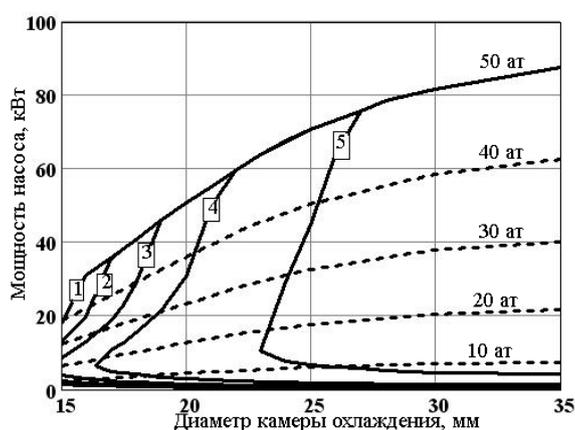
Если требуется большой диапазон регулирования охлаждающей способности, то необходимо иметь запас по давлению воды на насосе и считаться с неизбежным увеличением температуры воды на выходе из камеры.



а) охлаждающая способность



б) расход воды



в) мощность насоса

Рис. 3. Зависимости охлаждающей способности, расхода воды и мощности насоса от диаметра камеры охлаждения при различных температурах воды на выходе из камеры ($t_{в.к}$) и давлениях воды, создаваемых насосом:

1 – $t_{в.к} = 80\text{ °C}$; 2 – $t_{в.к} = 70\text{ °C}$; 3 – $t_{в.к} = 60\text{ °C}$; 4 – $t_{в.к} = 50\text{ °C}$; 5 – $t_{в.к} = 40\text{ °C}$

Из рисунка 3а могут быть определены пределы регулирования охлаждающей способности камеры охлаждения заданного диаметра. Например, примем диаметр камеры 20 мм, максимально возможную температуру воды на выходе из камеры 50 °С (кривая 4) и давление воды, создаваемое насосом, на уровне не более 40 ат. Тогда охлаждающая способность камеры будет лежать в диапазоне от 110 °С до 220 °С (что соответствует диапазону регулирования 110 °С), мощность насоса составляет от 5 до 30 кВт. В данном примере верхнее значение охлаждающей способности камеры ограничено максимально возможной температурой воды, а не давлением воды. Но если принять, что давление воды на насосе составляет, допустим, не более 20 ат, то давление воды будет являться лимитирующим фактором и охлаждающая способность камеры будет резко сокращена до значений 110 – 140 °С (что соответствует диапазону регулирования 30 °С).

При проведении расчетов минимальное значение диаметра камеры ($d_{\text{кам}} = d_{\text{пр}} + 8 \dots 10 \text{ мм} \approx 15 \text{ мм}$) бралось из условия сохранения устойчивости движения проката, с исключением бурежки (задержки) проката в камере. Максимальное значение диаметра камеры берется по условию ограничения по давлению и температуре воды на выходе из камеры. Чем выше давление и температура воды, тем выше область допустимых значений диаметра камеры.

Как видно из рис. 3а, существует верхний и нижний пределы по охлаждающей способности. Верхний предел обычно связан с давлением (например, 50 ат) и может достигать $\Delta t_{\text{охл}} = 200 - 280 \text{ °С}$. Нижний предел по охлаждающей способности ограничен температурой воды на выходе из камеры охлаждения и определяется длиной камеры. Нижний предел охлаждающей способности достигает $\Delta t_{\text{охл}} = 110 - 120 \text{ °С}$. Для получения меньших значений по охлаждающей способности, например $\Delta t_{\text{охл}} = 50 \text{ °С}$, можно рекомендовать уменьшение длины камеры охлаждения.

Из рисунка 3а видно, что с увеличением диаметра камеры (от 15 до 35 мм) уменьшается охлаждающая способность и увеличивается мощность насоса. Например, при температуре воды на выходе из камеры 40 °С наиболее рационально конструировать камеру охлаждения с диаметром 23 – 27 мм. При диаметре камеры охлаждения больше 27 мм установка работает не эффективно, т.к. ее охлаждающая способность падает (рис. 3а), а мощность увеличивается (рис. 3в). Если принять температуру воды на выходе из камеры охлаждения $t_{\text{в.к}} = 40 \text{ °С}$, то относительный диаметр камеры (отношение диаметра камеры к диаметру проката $d_{\text{к}}/d_{\text{пр}}$) будет равен 3,5 – 4,0, а если $t_{\text{в.к}} = 50 \text{ °С}$, то $d_{\text{к}}/d_{\text{пр}} = 2,5 - 3,5$. Таким образом, при повышении допустимой температуры воды диапазон возможных значений диаметра

камеры возрастает, но оптимальные значения диаметра уменьшаются. Например, при температуре воды на выходе из камеры охлаждения $t_{в.к} = 80^\circ\text{C}$ рекомендуемое значение относительного диаметра 2,3 – 2,5. При этом снижается расход электроэнергии на привод водяных насосов (рис. 3в).

При высоких температурах воды (более 60°C) нижний предел относительного диаметра камеры ограничен описанными выше техническими условиями эксплуатации охлаждающего устройства, т.е. при диаметре проката 6,5 мм диаметр камеры $d_{\text{кам}}$ должен быть более 15 мм.

С точки зрения энергоэффективности процесса охлаждения камера должна работать на нижнем пределе охлаждающей способности, поскольку режимы охлаждения проката обеспечивают минимальный расход электроэнергии на привод водяных насосов при низком давлении (в пределах 1 – 10 ат), создаваемом насосом. Для обеспечения глубокого охлаждения проката при малом расходе энергии необходимо стремиться к увеличению длины линии охлаждения с включением в нее нескольких последовательно расположенных камер, работающих на нижнем пределе охлаждающей способности.

Изменение расхода воды является управляющим воздействием на охлаждающую способность камеры охлаждения.

Из рис. 3б видно, что с увеличением диаметра камеры возрастает расход воды на охлаждение проката при сохранении постоянного давления водяного насоса. Это связано с уменьшением скорости воды в камере и соответствующим снижением потерь давления в камере охлаждения. Уменьшение скорости воды в камере связано с тем, что диаметр камеры более существенно влияет на скорость воды по сравнению с расходом воды.

Для обеспечения ограничений по температуре воды на выходе из камеры охлаждения и по давлению на насосе необходимо в камеру охлаждения подавать определенный расход воды. Например, для обеспечения температуры воды на выходе из камеры охлаждения $t_{в.к} = 40^\circ\text{C}$ и давлении насоса не более 50 ат необходимо в камеру охлаждения подавать расход воды от $22\text{ м}^3/\text{ч}$ (при минимальном давлении 7,5 ат и диаметре камеры 35 мм) до $54\text{ м}^3/\text{ч}$ (при давлении 50 ат и диаметре камеры 27 мм). Для получения более высокой температуры воды на выходе из камеры охлаждения $t_{в.к} = 80^\circ\text{C}$ необходимо в камеру охлаждения подать воды от $8\text{ м}^3/\text{ч}$ (при минимальном давлении 2,5 ат и диаметре камеры 35 мм) до $18\text{ м}^3/\text{ч}$ (при давлении 50 ат и диаметре камеры 15 мм).

Надо отметить, что минимальная охлаждающая способность камеры в зависимости от диаметра камеры мало изменяется в области

существования диаметров при наличии ограничения на температуру воды. Соответственно и расход воды в зависимости от диаметра камеры меняется незначительно. Например, при температуре воды на выходе из камеры охлаждения $t_{в.к} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ нижний предел охлаждающей способности камеры достигается при расходе воды 22 – 25 м³/ч (при диаметре камеры 23 мм и более). При температуре воды на выходе из камеры охлаждения $t_{в.к} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ нижний предел охлаждающей способности камеры достигается при расходе воды 14 – 15 м³/ч (при диаметре камеры 17 мм и более).

Таким образом, при конструировании камеры охлаждения нужно учитывать ограничения по давлению воды и температуре воды на выходе из камеры охлаждения. Например, если необходимо охладить прокат с 1000 °С до температуры не менее 800 °С (т.е. охлаждающая способность $\Delta t_{\text{охл}} \leq 200\text{ }^{\circ}\text{C}$) при длине камеры 3 м, давлении воды не более 40 ат и температуре воды на выходе из камеры охлаждения не более $t_{в.к} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, то рационально иметь камеру диаметром $d_{\text{кам}} = 24\text{ мм}$. Расход воды на охлаждение при этом будет составлять $v_{в} = 38\text{ м}^3/\text{ч}$, а мощность насоса – $N = 36\text{ кВт}$. Уменьшение диаметра камеры менее 24 мм заставляет уменьшить расход воды для сохранения заданной максимальной охлаждающей способности камеры, что приводит к превышению заданной температуры воды на выходе из камеры. Увеличение диаметра камеры заставляет увеличить расход воды, что ведет к увеличению давления и мощности водяного насоса. С другой стороны, этот диаметр камеры 24 мм не позволяет охладить прокат более чем на 200 °С без превышения заданной температуры воды. Поэтому предел регулирования охлаждающей способности будет находиться в диапазоне от 130 до 200 °С.

Выводы

1. Разработана математическая модель процесса охлаждения сортового проката, позволяющая исследовать влияние конструктивных параметров камеры охлаждения на технологические режимы, на качество охлаждения и энергоэффективность при проектировании новых охлаждающих устройств.

2. Определено, что основными ограничителями при выборе диаметра камеры охлаждения являются давление воды, создаваемое насосом, и температура воды на выходе из камеры охлаждения. Чем выше давление и температура воды, тем выше область допустимых значений диаметра камеры.

3. Исходя из условий обеспечения широкого диапазона регулирования охлаждающей способности камеры охлаждения и минимизации расхода энергии электродвигателя водяного насоса,

рекомендуется при диаметре проката 6,5 мм и длине камеры 3 м принимать относительный диаметр камеры охлаждения от 3,5 до 4,2 при температуре воды на выходе из камеры охлаждения $t_{в.к} = 40$ °С и от 2,5 до 3,4 при $t_{в.к} = 50$ °С.

4. Сокращение расхода энергии можно достичь путем увеличения температуры воды на выходе из камеры. Оптимальное значение относительного диаметра камеры уменьшается, а рекомендуемый диапазон – сужается. Так, при температуре воды на выходе из камеры охлаждения $t_{в.к} = 80$ °С относительный диаметр должен составлять 2,3 – 2,5.

Список литературы

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

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

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

4. Узлов И. Г. Эффективность применения многосекционных установок термического упрочнения арматурного проката / Узлов И. Г., Сидоренко О. Г., Федорова И. П. и др. // *Металловедение и термообработка*. – 2010. – № 3. – С. 79–81.

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

6. Гинкул С. И. Применение ускоренного охлаждения проката для получения заданных свойств / Гинкул С. И., Лебедев А. Н., Новикова Е. В., Струк С. В. // *Металургія : сб. наук. праць*. – Випуск 10 (141). – Донецьк : ДНВЗ "ДНТУ", 2008. – С. 265–269.

7. Узлов И. Г. Управляемое термическое упрочнение проката / Узлов И. Г., Парусов В.В., Гвоздев Р.В., др. – К. : Техніка, 1989. – 118 с.

8. Лыков А. В. Теория теплопроводности / Лыков А. В. – М. : Высшая школа, 1967. – 600 с.

9. Бровкин В. Л. Моделирование нагревательных печей и их элементов / Бровкин В. Л. – Днепропетровск : ГМетАУ, 1993. – 108 с.

10. Василькова С. Б. Расчеты нагревательных печей / [Василькова С. Б., Генкина М. М., Гусовский В. Л. и др.]; под ред. Тымчака В.М. – М. : Metallurgia, 1983. – 480 с.

11. Рыбалов А. А. Конвективный теплообмен при ускоренном охлаждении проката / Рыбалов А. А., Губинский В. И. // Инженерно-физический журнал. – 2005. – Т. 78, № 1. – С. 54-59.

12. Розенгарт Ю. И. Теплоэнергетика металлургических заводов / Розенгарт Ю. И., Мурадова З. А., Тверовский Б. З. и др. – М. : Metallurgia, 1985. – 303 с.

Рукопись поступила 10.10.2011 г.

УДК 532.525.6

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

Бершадский А.И. – магистрант, НМетАУ

Израелян К.А. – магистрант, НМетАУ

Перцевой В.А. – к.т.н., доцент, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ИМПАКТНОЙ ГАЗОВОЙ СТРУИ

Выполнено экспериментальное исследование характеристик импактной газовой струи, в результате которого сделан выбор конструкции сопла, разработана эпюра давлений на днище тупикового канала, имитирующего летку конвертера, и исследованы запирающие свойства газовой струи в процессе стыковки сопла со сталевыпускным отверстием. Экспериментальные данные могут быть использованы при разработке режимов эксплуатации системы газодинамической отсечки шлака.

Ключевые слова: импактная газовая струя; система отсечки шлака; тупиковый канал; сталевыпускное отверстие.

Введение

Данная работа касается исследования системы газодинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конвертеров [1]. Газодинамическая отсечка шлака представляется одним из наиболее перспективных технических решений для сталеплавильных печей, так как отличается компактностью оборудования, возможностью дистанционного управления, быстродействием и высоким качеством отсечки [2].

В настоящее время ведется поиск наиболее приемлемого технического решения для реализации газодинамической отсечки шлака, что требует разносторонних исследований характеристик импактной газовой струи, максимально приближенных к условиям эксплуатации устройства.

В данной статье приведены результаты исследования характеристик импактной газовой струи применительно к одному из вариантов устройства газодинамической отсечки шлака, разработанному на кафедре промышленной теплоэнергетики НМетАУ [3, 4].

Постановка задачи

Вариант рассматриваемого устройства приведен на рисунке 1.

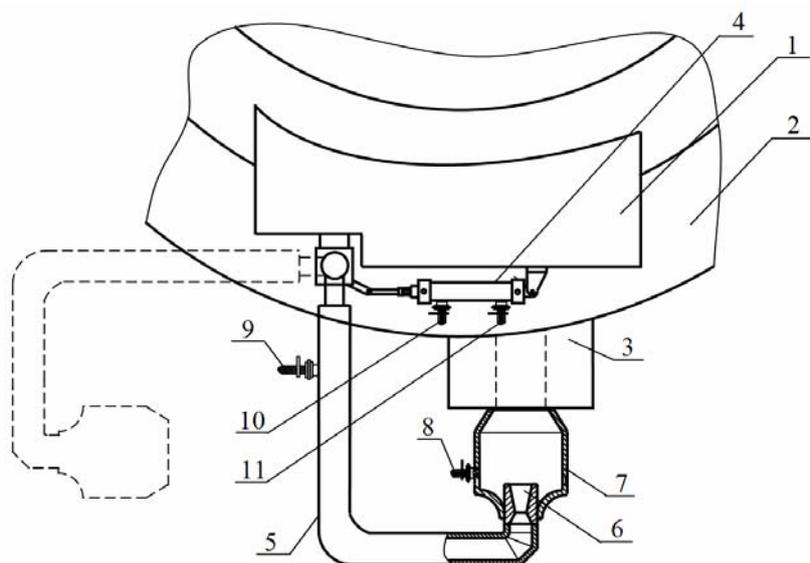


Рис. 1. Вариант устройства для газодинамической отсечки шлака:

- 1 – опорный блок; 2 – корпус конвертера; 3 – летка (сталевыпускное отверстие); 4 – пневмоцилиндр; 5 – поворотный рычаг; 6 – сопло; 7 – насадок; 8, 9, 10, 11 – подвод нейтрального газа

Устройство для отсечки шлака установлено на поворотном рычаге и смонтировано на корпусе конвертера. В момент появления шлака происходит поворот рычага и стыковка сопла через насадку со сталевыпускным отверстием.

При повороте рычага с соплом газовая струя изменяет угол натекания и глубину проникновения в сталевыпускное отверстие.

Задача исследований заключалась в определении характеристик импактной газовой струи при стыковке сопла со сталевыпускным отверстием с учетом изменения угла натекания струи, расстояния сопла до отверстия и глубины проникновения струи при различных давлениях газа перед соплом и различных конструктивных характеристиках сопла. В задачу исследования входило также определение запирающих свойств газовой струи.

Методика исследования

Исследование выполнено экспериментальным путем. Принципиальная схема экспериментальной установки представлена на рис. 2.

Модель, имитирующая сталевыпускное отверстие, представляет собой тупиковый канал, размещенный на кординатнике, что позволяет изменять угол натекания струи на тупиковый канал.

В опытах использовались профилированные звуковые и сверхзвуковые сопла с коническим диффузором.

Относительное располагаемое давление газа перед соплом и абсолютное давление торможения газа вдоль оси свободной струи определялись соотношениями:

$$\bar{P}_c = \frac{P_{c \text{ изб}} + P_{\text{атм}}}{P_{\text{атм}}}, \quad \bar{P} = \frac{P_{\text{изб}} + P_{\text{атм}}}{P_{\text{атм}}}, \quad (1, 2)$$

где $P_{c \text{ изб}}$ – избыточное давление газа перед соплом; $P_{\text{изб}}$ – избыточное давление газа в струе; $P_{\text{атм}}$ – давление во внешней среде (атмосферное давление).

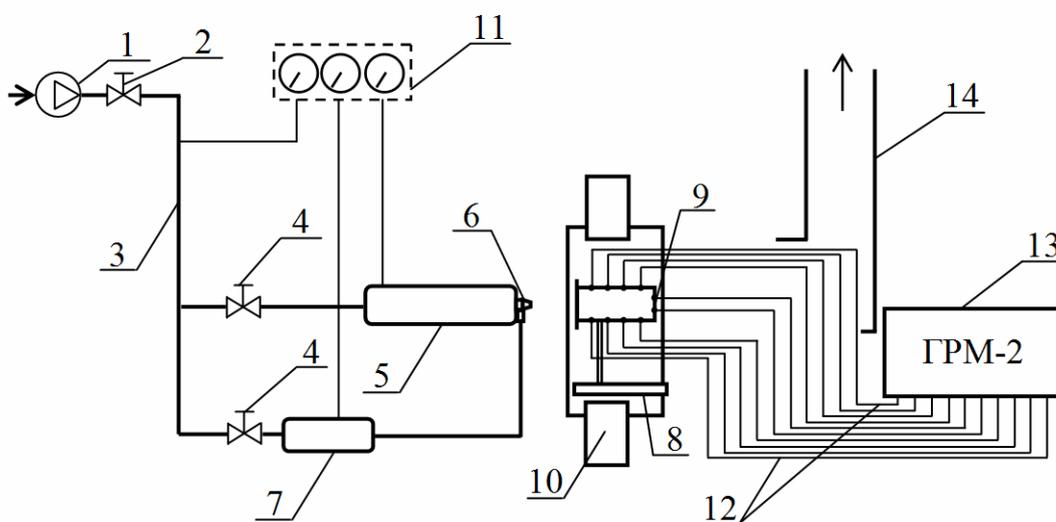


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки:

- 1 – компрессор; 2 – запорная задвижка; 3 – воздухопровод высокого давления;
- 4 – регулирующая задвижка; 5 – форкамера центрального потока; 6 – сопло;
- 7 – форкамера кольцевого потока; 8 – координатник; 9 – модель тупикового канала;
- 10 – теневой прибор; 11 – щит образцовых манометров; 12 – пакет импульсных линий;
- 13 – групповой регистрирующий манометр (ГРМ-2);
- 14 – воздухоотвод

Для исследования натекания струи на сталевыпускное отверстие в плоскости, совмещенной со срезом тупикового канала, выполнены дренажные отверстия импульсных линий для измерения давления. Для исследования запирающих свойств газовой струи дренажные отверстия выполнены на боковых стенках и в днище тупикового канала.

Схемы расположения дренажных отверстий в плоскости, совмещенной со срезом тупикового канала, и в тупиковом канале приведены на рисунке 3.

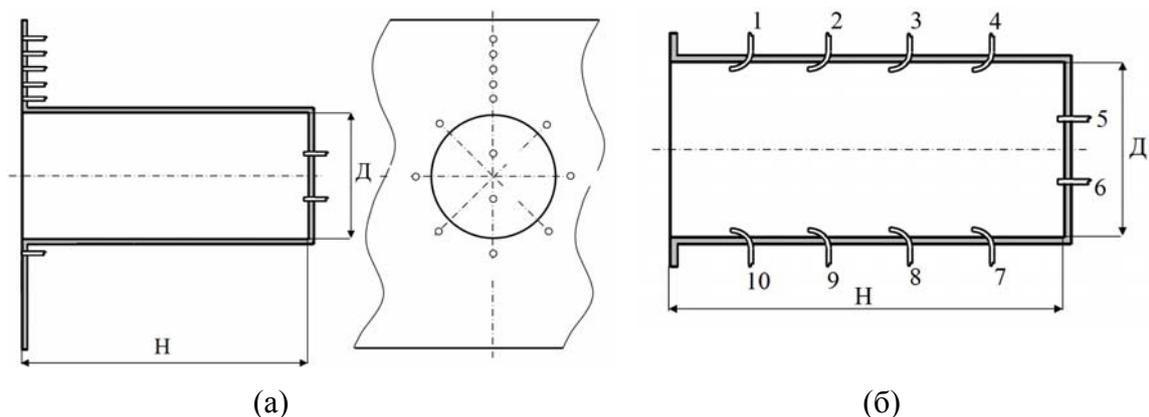


Рис. 3. Схема расположения дренажных отверстий в плоскости, совмещенной со срезом тупикового канала (а), и в тупиковом канале (б):
1..10 – дренажные отверстия для измерения давления

Диапазон изменения конструктивных и газодинамических характеристик в экспериментальном исследовании:

- диаметр критического сечения сопла $d_{кр} = 0,012 \div 0,027$ м;
- диаметр тупикового канала $D = 0,04 \div 0,08$ м;
- глубина тупикового канала $H = 0,12 \div 0,24$ м;
- относительный диаметр критического сечения сопла $\bar{d} = d_{кр} / D = 0,150 \div 0,675$;
- относительное расстояние от сопла до плоскости среза тупикового канала $\bar{h} = h / d_{кр} = 0 \div 28$;
- угол между осью сопла и осью канала $\varphi = 15 \div 60^\circ$;
- абсолютное давление газа перед соплом в форкамере центрального потока $P_c = 0,2 \div 4,8$ МПа;

Обсуждение результатов

В первой серии опытов с целью выбора типа сопла рассматривались характеристики струй, истекающих из профилированного звукового сопла и сверхзвукового сопла с коническим диффузором. Изменение давления вдоль оси начального участка струй представлено на рисунке 4.

Давление газа вдоль оси струи для профилированного звукового сопла изменяется монотонно. Уменьшение давления по мере удаления от среза сопла на начальном участке струи составляет до 12 % и проявляется на границе с переходным участком течения, где сказываются вязкостные составляющие потери давления.

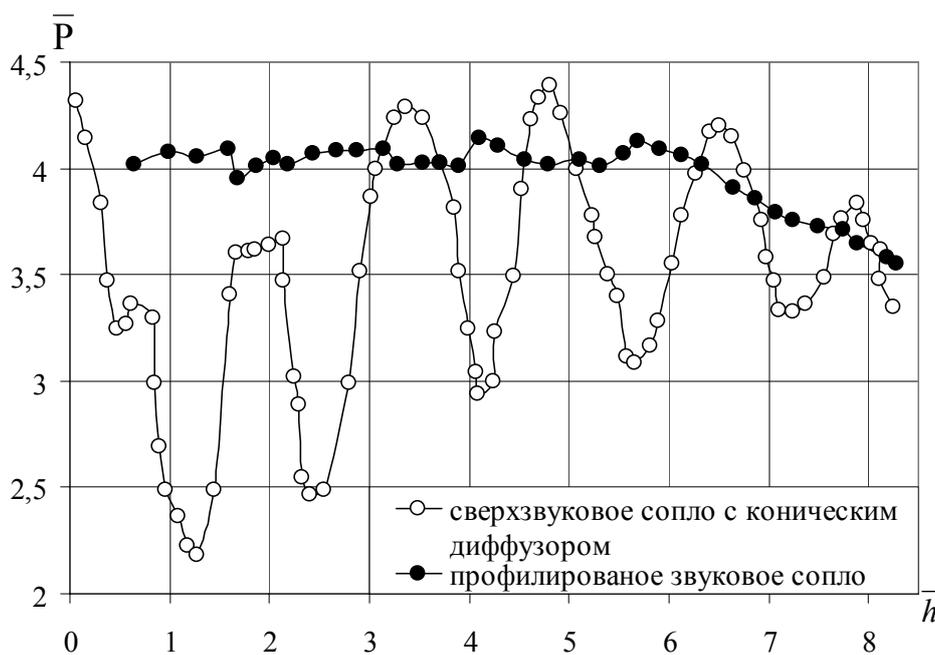


Рис. 4. Изменение давления вдоль оси начального участка струй, истекающих из сверхзвукового сопла с коническим диффузором и профилированного звукового сопла

Для сверхзвукового сопла с коническим диффузором на начальном участке струи наблюдаются резкие колебания давления, связанные с несовпадением оси сопла и векторов скорости газа на выходе из сопла. По мере удаления от среза сопла возмущения затухают вследствие вязких потерь и перестройки векторов полей скоростей газа параллельно оси сопла. Давление на оси струи в начальном участке здесь также, как и для звукового сопла, уменьшается. Уменьшение давления составляет около 16 % по сравнению с давлением на срезе сопла.

Измерение давления на оси струй в переходном и основном участках истечения показало, что давление струи, истекающей из профилированного сопла, резко падает и с увеличением относительного расстояния от сопла до плоскости среза тупикового канала приближается к атмосферному. Струя, истекающая из сверхзвукового сопла с коническим диффузором, сохраняет значительное давление на оси струи вплоть до среза тупикового канала.

В связи с этим дальнейшее исследование проводили с применением сверхзвукового сопла с коническим диффузором.

Давления газа вдоль оси основного участка струи, для сверхзвукового сопла с коническим диффузором, при различных давлениях газа перед соплом представлены на рисунке 5.

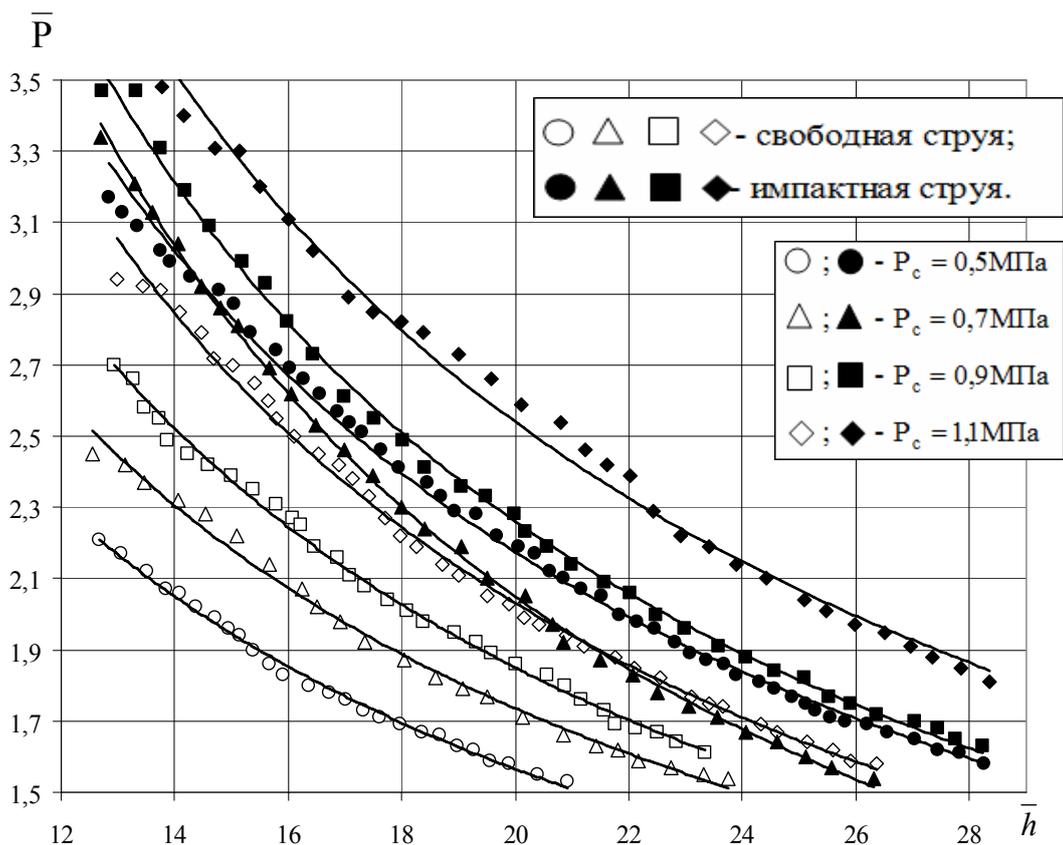


Рис. 5. Изменение давления газа вдоль оси струй, истекающих из сверхзвукового сопла с коническим диффузором, при различных давлениях газа перед соплом

Сравнение выполнено для свободных струй и импактных струй, натекающих на плоскость, совмещенную со срезом тупикового канала.

Во всех вариантах сравнения давление на оси импактных струй выше, чем для свободных струй. Разница в давлении возрастает с увеличением давления газа перед соплом. Это указывает на то, что импактность струи способствует сохранению ее запирающих свойств.

Запирающие свойства струи зависят также от характера натекания струи на тупиковый канал.

Качественные исследования на модели экспериментальной установки позволили выделить характерные варианты натекания струй на тупиковый канал, которые представлены на рисунке 6.

При фронтальном натекании струи на тупиковый канал установлены два варианта взаимодействия.

В первом случае (см. рис. 6а) струя полностью втекает в тупиковый канал. Вытеснение газа из канала происходит вдоль его боковой поверхности. При этом на плоскости среза тупикового канала образуется эжекционное веерное течение окружающего воздуха.

Во втором случае (см. рис. 6б) струя полностью не втекает в тупиковый канал, то есть активная часть струи не достигает дна канала. Вытесняемая из канала струя растекается по плоскости на срезе тупикового канала. В донной части канала образуется вихревое течение, аккумулирующее энергию втекающей струи и амортизирующее давление струи на днище канала, что в целом снижает запирающие свойства струи.

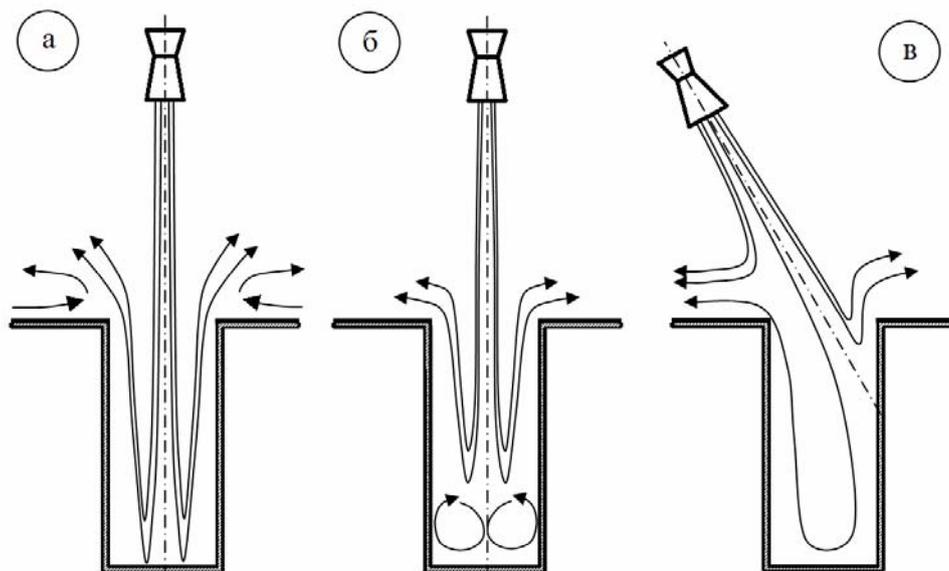


Рис. 6. Варианты взаимодействия импактной газовой струи с тупиковым каналом:
 а, б – фронтальное натекание струи на тупиковый канал;
 в – боковое натекание струи на тупиковый канал

При боковом натекании струи на тупиковый канал (см. рис. 6в) взаимодействие струи с тупиковым каналом носит комбинированный характер: с одной стороны, струя натекает на боковую стенку канала, а с другой стороны, максимально проникает в полость канала. Причем, с увеличением угла между осью струи и осью тупикового канала глубина проникновения струи в канал уменьшается, а в донной части канала образуется вихревое течение (на рисунке не показано).

Дальнейшие исследования касались запирающих свойств газовой струи. На рисунке 7 показано изменение давления газа на днище тупикового канала при различных давлениях газа перед соплом.

При совмещении сопла с торцом тупикового канала (на рис. 7 сплошные линии, $\bar{h} = 0$) и при удалении сопла от тупикового канала (пунктирные линии, $\bar{h} = 0,3$) зависимость давления газа на днище тупикового канала от давления газа перед соплом практически линейная. Линейность сохраняется и при более значительном удалении сопла, вплоть до $\bar{h} = 1$.

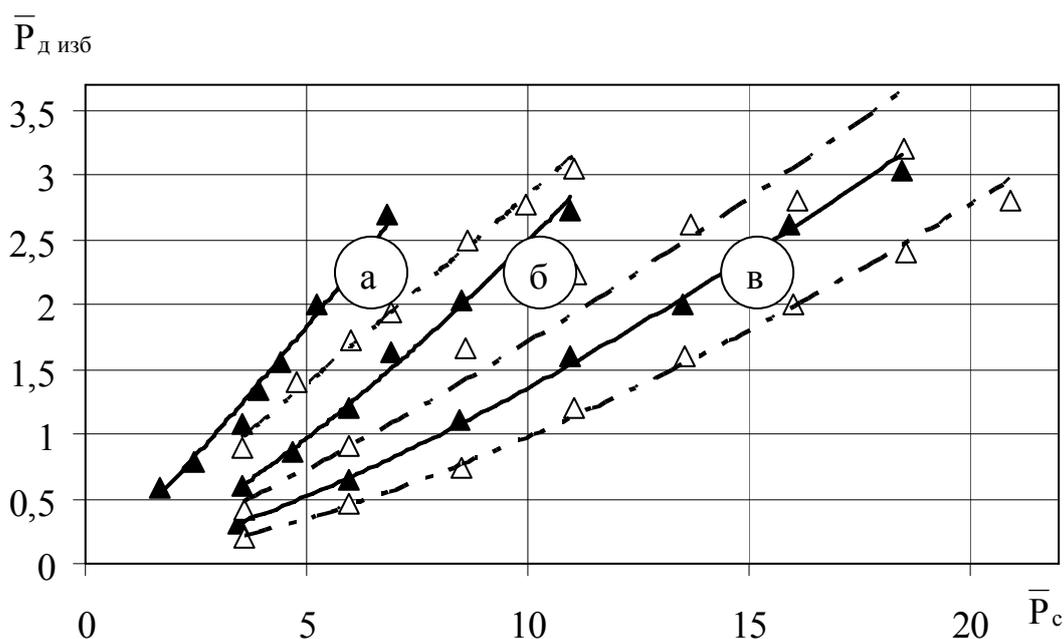


Рис. 7. Изменение давления газа на дне тупикового канала при различных давлениях газа перед соплом:

а, б, в – относительные диаметры сопел
0,24, 0,32 и 0,44, соответственно

При эксплуатации системы газодинамической отсечки шлака давление, необходимое для запираания шлака, изменяется вследствие двух факторов.

Во-первых, в процессе запираания изменяется количество металла в шлаке. Давление, необходимое для запираания шлака при наличии в шлаке 50 % металла, составляет 0,225 МПа, а при 15 % – 0,163 МПа [5].

Во-вторых, в процессе эксплуатации конвертера от одной перефутеровки к другой, то есть в ходе кампании эксплуатации конвертера, происходит разгар сталевыпускного отверстия, что требует наращивания по мере приближения к окончанию кампании давления на сталевыпускное отверстие при отсечке.

Характер изменения давления газа перед соплом вследствие действия указанных факторов иллюстрируется эapurой давления, представленной на рисунке 8.

Из данных, приведенных на рисунке 8, следует, что в начале кампании эксплуатации конвертера для обеспечения давления в сталевыпускном отверстии, необходимого для запираания шлака, давление перед соплом должно составлять, в зависимости от количества металла в шлаке, 0,38 ÷ 0,70 МПа, а в конце кампании – 1,0 ÷ 1,6 МПа. В целом

приведенная эпюра позволяет оценить интервалы изменения давления газа перед соплом в зависимости от наличия металла в шлаке и периода эксплуатации конвертера.

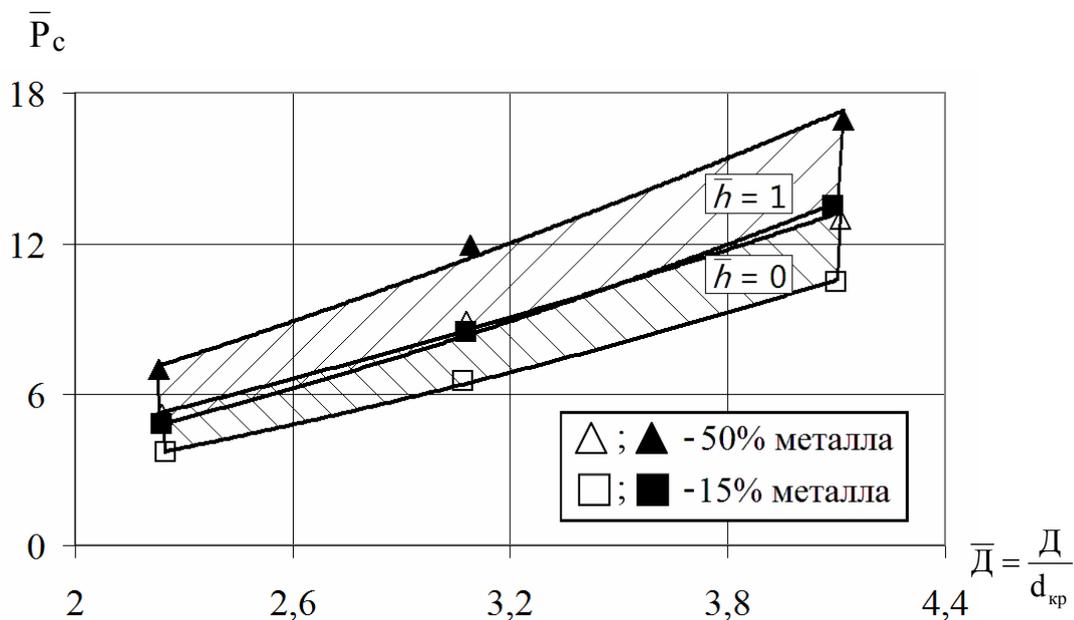


Рис. 8. Зависимость давления газа перед соплом от изменения диаметра тупикового канала, имитирующего летку конвертера

Процесс запираания шлака происходит синхронно с поворотом сопла и сопровождается, соответственно, изменением расстояния от сопла до летки и угла натекания струи на летку, что отражено экспериментальными данными на рисунке 9.

На рисунке 9 пунктиром показан интервал давлений (0,163 ÷ 0,225 МПа), необходимый для отсечки шлака в зависимости от содержания металла в шлаке (15 ÷ 50 %). В соответствии с экспериментальными данными с приближением момента совмещения оси сопла и сталевыпускного отверстия ($\varphi = 30^\circ$) во всем интервале давлений газа перед соплом обеспечивается отсечка шлака.

На процесс отсечки влияет также давление во всем объеме сталевыпускного отверстия. На рисунке 10 показано изменение давления на боковые стенки тупикового канала, из которого следует, что давление, обеспечивающее запираание шлака, достигается перед совмещением оси сопла с осью тупикового канала ($\varphi = 30^\circ$) во всем объеме сталевыпускного отверстия. Точки измерения давления в тупиковом канале показаны на рисунке 3.

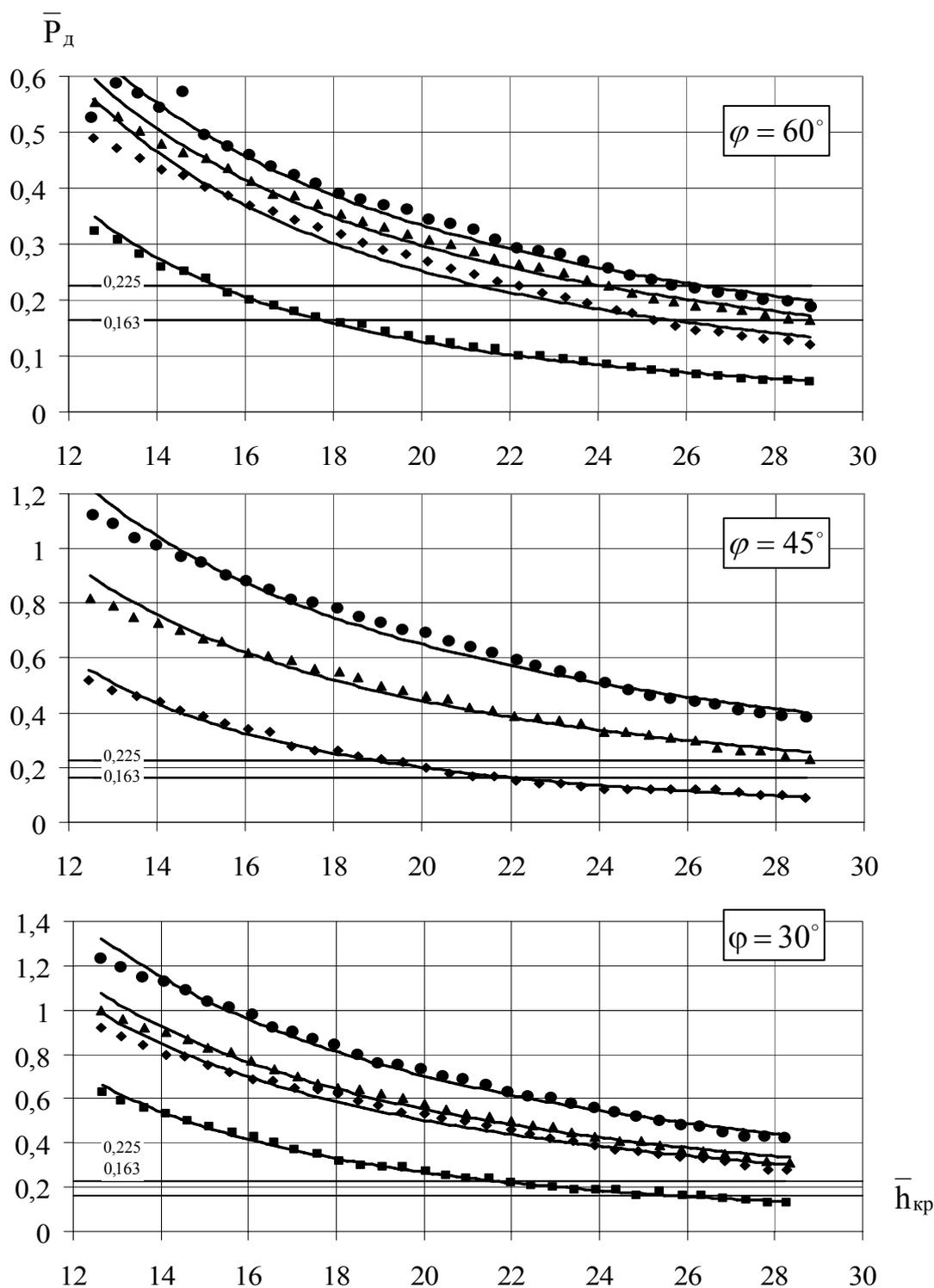


Рис. 9. Зависимость избыточного давления на днище тупикового канала (\bar{P}_d) от расстояния сопла до летки ($\bar{h}_{кр}$) и угла натекания струи, при относительном диаметре тупикового канала $\bar{d} = 0,4$:

- – $\bar{P}_c = 0,6$; ▲ – $\bar{P}_c = 1,0$;
- ◆ – $\bar{P}_c = 0,8$; ● – $\bar{P}_c = 1,2$

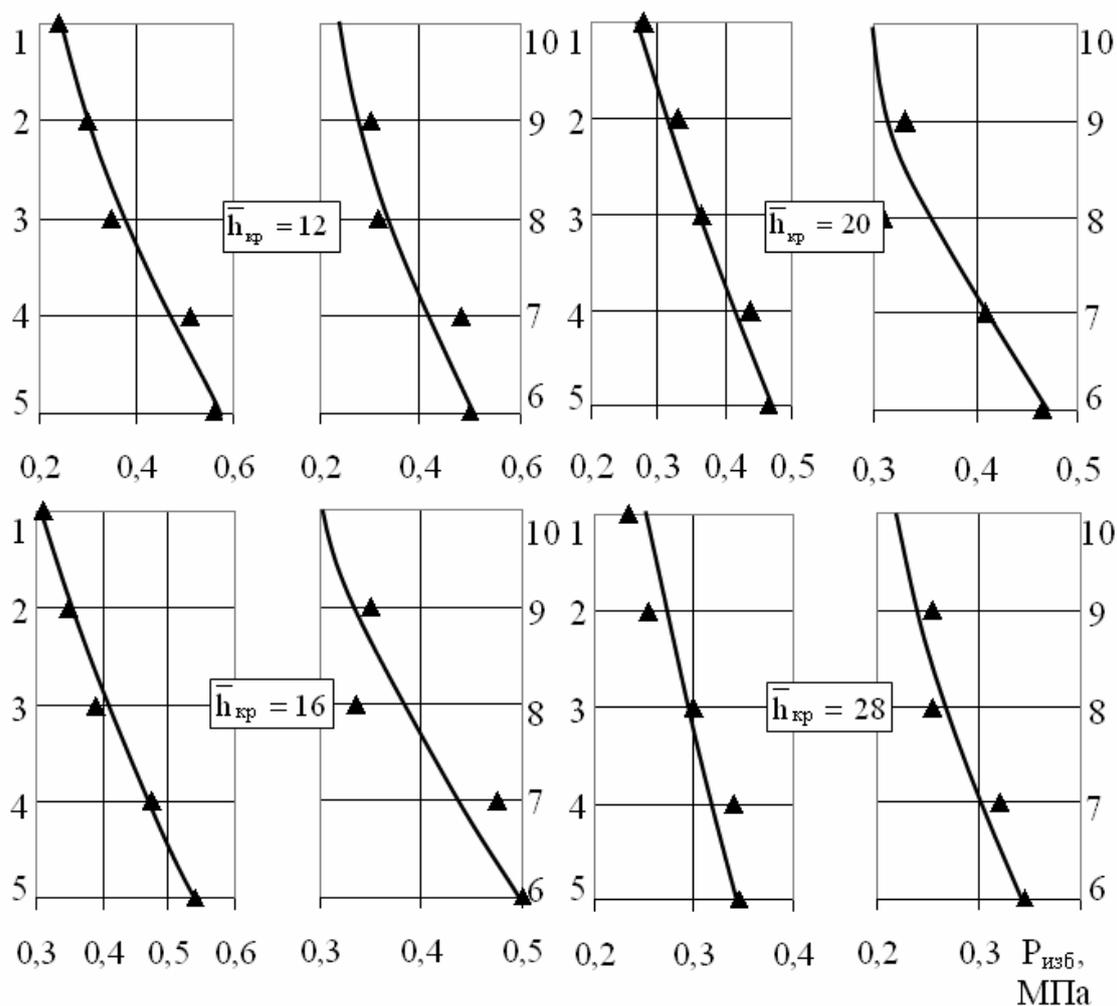


Рис. 10. Изменение давления на боковые стенки тупикового канала при давлении газа перед соплом $P_c = 1,1$ МПа и натекании струи под углом ($\varphi = 30^\circ$):

▲ – экспериментальные данные;
 1 – 5 и 6 – 10 на оси ординат графиков – точки измерения давления

Выводы

1. В результате экспериментального исследования характеристик импактной газовой струи сделан выбор конструкции сопла, отвечающей требованиям системы газодинамической отсечки шлака.

2. Разработана эпюра давлений на днище тупикового канала, имитирующего летку конвертера, при различных давлениях газа перед соплом и различных диаметрах сталевыпускного отверстия, изменяющегося в процессе эксплуатации конвертера вследствие разгара.

3. Исследованы запирающие свойства газовых струй в процессе стыковки сопла со сталевыпускным отверстием, сопровождающейся

изменениями угла натекания струи и расстояния от сопла до сталевого пускового отверстия.

4. Экспериментальные данные могут быть использованы при разработке режимов эксплуатации рассмотренного варианта системы газодинамической отсечки шлака.

Список литературы

1. Гичёв Ю. А. Тепловые и газодинамические режимы эксплуатации устройств струйной отсечки шлака / Ю. А. Гичёв, В. А. Перцевой // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2010. – № 3. – С. 201–204.

2. Гичёв Ю. А. Классификация и сравнение способов отсечки шлака при выпуске стали из конвертеров / Гичёв Ю. А., Перцевой В. А. // *Бюллетень научно-технической и экономической информации «Черная металлургия»*. – 2009. – № 5 (1313). – С. 32–35.

3. Пат. на корисну модель. № 36614 (Україна). Пристрій газодинамічного відсічення шлаку від рідкого металу Гічов Ю. А., Бичков С. В., Малик О. О., Перцевой В. О. – С21С5/46. – 2008. – 27.10.2008. – Бюл. № 20.

4. Пат. на корисну модель №37728 (Україна). Спосіб газодинамічного відсічення шлаку від рідкого металу / Гічов Ю. А., Бичков С. В., Малик О. О., Жаворонков Ю. І., Перцевой В. О. – С21С5/46. – 2008. – 10.12.2008. – Бюл. № 23

5. Гичёв Ю. А. Экспериментальное исследование запирающих свойств газовой струи / Ю. А. Гичёв, В. А. Перцевой // *Металургійна теплотехніка : збірник наукових праць НМетАУ*. – Дніпропетровськ : ПП. Грек О.С., 2006. – С. 68–76.

Рукопись поступила 10.09.2011 г.

УДК 532.525.6

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

Бершадский А.И. – магистрант, НМетАУ

Израелян К.А. – магистрант, НМетАУ

Перцевой В.А. – к.т.н., доцент, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта

ТЕПЛООБМЕН ПРИ НАТЕКАНИИ ГАЗОВОЙ СТРУИ НА ЛЕТКУ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОГО КОНВЕРТЕРА

Исследование относится к системе гидродинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конверторов. Выполнен анализ интенсивности теплообмена по значениям коэффициентов теплоотдачи при втекании газовой струи в канал сталевыпускного отверстия с использованием результатов известных исследований. Полученные коэффициенты теплоотдачи использованы для вычисления тепловых потоков и оценки степени охлаждения шлака в летке сталеплавильного конвертера.

Тепловой расчет взаимодействия струи со шлаком показал, что количество теплоты, аккумулированное газом при контакте со шлаком, и снижение температуры поверхности шлака исключают затвердевание шлака в период отсечки и закупорку летки.

Ключевые слова: теплообмен; газовая струя; шлак; сталевыпускное отверстие; коэффициент теплоотдачи.

Введение

Исследование относится к системе гидродинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конверторов, которая заключается в том, что при выпуске плавки в момент появления шлака в сталевыпускном отверстии летки конвертера на шлак действует газовая струя. В результате происходит отсечка шлака от стали и торцевание шлака в сталевыпускном отверстии летки [1].

В системе газодинамической отсечки шлака теплообмен натекающей газовой струи с леткой конвертера и шлаком оказывает существенное влияние на эффективность отсечки по следующим причинам.

Во-первых, изменяются свойства струи, запирающей шлак в летке (характер движения, температура, скорость и давление в струе).

Во-вторых, изменяются свойства шлака (температура, текучесть, структура).

Эти факторы следует учитывать при эксплуатации системы газодинамической отсечки для нормального функционирования устройства и, в первую очередь, для исключения закупорки летки шлаком вследствие его затвердевания под охлаждающим воздействием отсекающей шлак струи.

Постановка задачи

Использовать результаты известных исследований теплообмена при натекании газовой струи на препятствие к условиям натекания струи на летку сталеплавильного конвертера по ряду причин не представляется возможным.

В известных исследованиях имеет место существенное несоответствие объектов исследования условиям газодинамической отсечки шлака, а именно, не соответствуют:

- конструктивные характеристики соплового устройства и объект натекания струи;
- температура, скорость и давление натекающего газа;
- теплофизические свойства материала, на который воздействует струя;
- динамика изменения характеристик газовой струи в процессе отсечки.

Задача исследования заключалась в анализе теплообмена при натекании газовой струи на летку сталеплавильного конвертера для оценки охлаждающего действия струи на изменение агрегатного состояния шлака.

Методика и результаты исследования

Данная работа включала два этапа:

- 1) анализ интенсивности теплообмена по значениям коэффициентов теплоотдачи при втекании газовой струи в канал сталевого отверстия с использованием результатов известных исследований;
- 2) применение полученных коэффициентов теплоотдачи для вычисления тепловых потоков и оценки степени охлаждения шлака в летке сталеплавильного конвертера.

В соответствии с технологией газодинамической отсечки шлака при втекании газовой струи в канал можно выделить три варианта взаимодействия струи со шлаком (см. рис. 1):

- втекание струи в полностью заполненный шлаком канал (см. рис. 1а);
- втекание струи в частично заполненный шлаком канал (см. рис. 1б);

- втекание струи при полном вытеснении шлака из канала (см. рис. 1в).

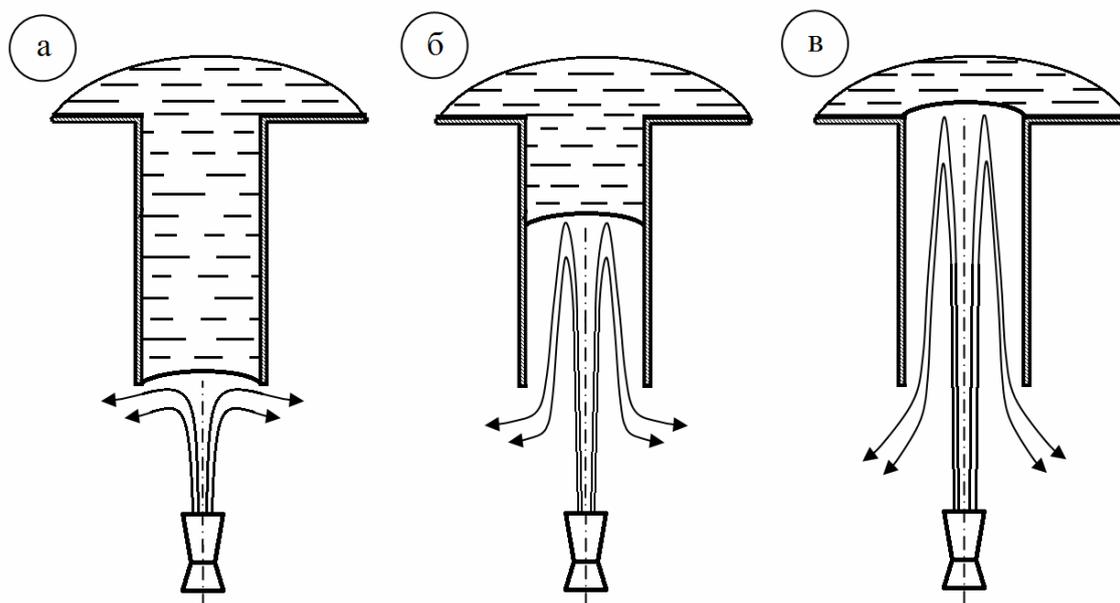


Рис. 1. Варианты взаимодействия струи со шлаком

Коэффициенты теплоотдачи между струей и боковыми стенками сталевыпускного отверстия при втекании струи в отверстие, из которого полностью вытеснен шлак (см. рис. 1в), представлены на рисунках 2 и 3.

При вычислении коэффициентов теплоотдачи за основу приняты методические положения и результаты исследований, изложенные в работах [2, 3].

Значения относительного расстояния от среза сопла до плоскости среза сталевыпускного отверстия приняты:

$$\bar{h} = \frac{h}{d_0} = 3,5 \div 14,0, \quad (1)$$

где h – расстояние между срезом сопла и плоскостью среза сталевыпускного отверстия; d_0 – диаметр выходного сечения сопла.

За начало отсчета линейной координаты x принята критическая точка, соответствующая натеканию струи на препятствие в сталеplавильном отверстии и полному торможению струи.

При фронтальном натекании струи на сталевыпускное отверстие (см. рис. 2) критическая точка расположена в плоскости среза сталевыпускного отверстия, образуемой вытесненным из отверстия шлаком. Здесь происходит замедление и полное торможение струи. Соот-

ветственно проявляется минимальный локальный коэффициент теплоотдачи.

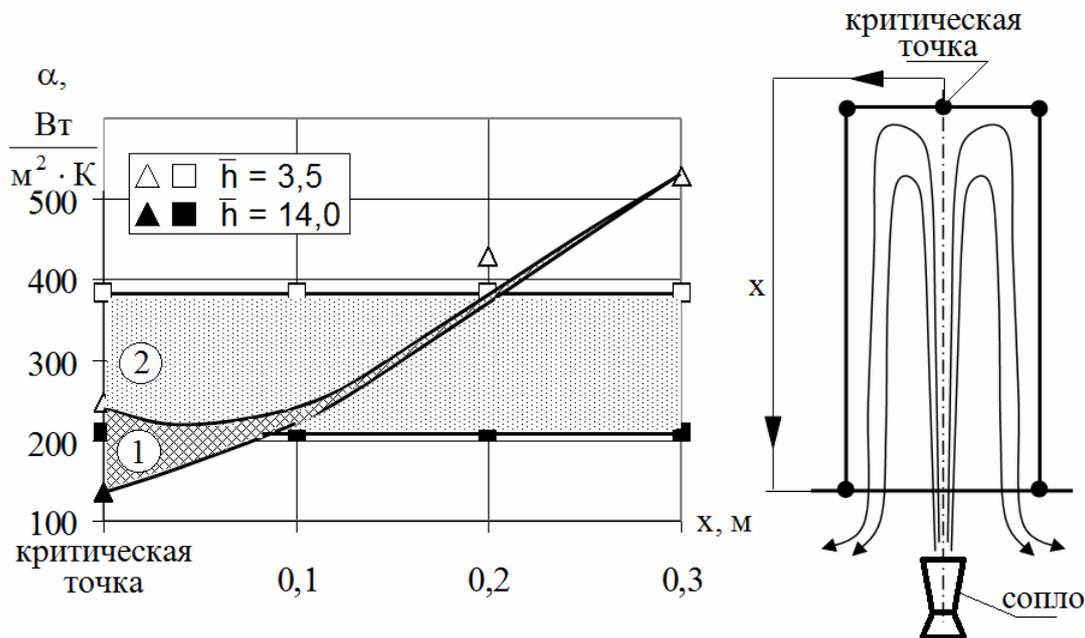


Рис. 2. Изменение локального (1) и среднего (2) коэффициентов теплоотдачи по длине сталевыпускного отверстия при фронтальном натекании струи

При боковом натекании струи (см. рис. 3) критическая точка находится на боковой стенке сталевыпускного отверстия. Здесь проявляется максимальный коэффициент теплоотдачи вследствие удара о стенку и резкого поворота струи. При переходе струи на противоположную от критической точки боковую стенку коэффициент теплоотдачи снижается.

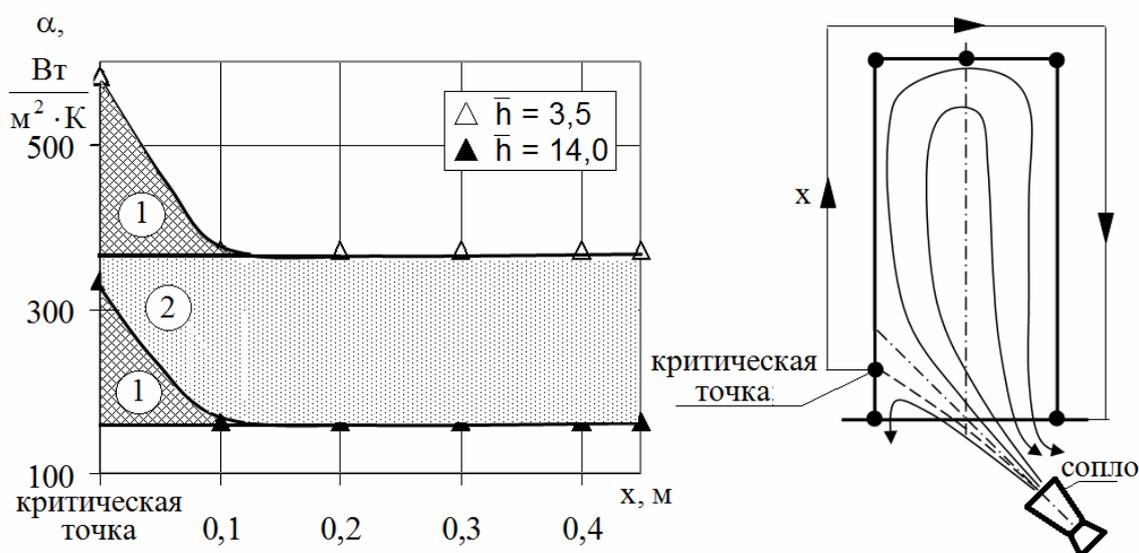


Рис. 3. Изменение локального (1) и среднего (2) коэффициентов теплоотдачи по длине сталевыпускного отверстия при боковом натекании струи

При фронтальном натекании струи на сталевыпускное отверстие координата максимального значения коэффициента теплоотдачи определяется выражением [2]:

$$x_{\max} = 1,45 \cdot d_0 \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{0,83} . \quad (2)$$

При этом максимальное значение локального коэффициента теплоотдачи определяется из критериального уравнения [2]:

$$Nu_{л \max} = 0,25 \cdot Re_0^{0,6} \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{-0,22} ; \quad (3)$$

$$Nu_{л} = \frac{\alpha \cdot d_{\Gamma}}{\lambda} ; \quad Re_0 = \frac{u_0 \cdot d_{\Gamma}}{\nu} , \quad (4, 5)$$

где $Nu_{л}$ и Re_0 – критерии подобия Нуссельта и Рейнольдса; λ , u_0 и ν – коэффициент теплопроводности газа, скорость газа на срезе сопла и коэффициент кинематической вязкости газа.

Определяющий размер в числах подобия $Nu_{л}$ и Re_0 , в соответствии с конфигурацией газовой струи, составит $d_{\Gamma} = 2 \cdot d_0$.

Теплофизические свойства газа приняты для определяющей температуры:

$$t_{\text{опр}} = 0,5 \cdot (t + t_{\text{ш}}) , \quad (6)$$

где t – температура газа на срезе сопла, °С; $t_{\text{ш}}$ – температура шлака в летке конвертера, °С.

Текущее значение локального коэффициента теплоотдачи в соответствии со значением координаты x определяется из уравнения:

$$Nu_{л x} = 0,49 \cdot Re_x^{0,63} ; \quad (7)$$

$$Nu_{л x} = \frac{\alpha \cdot x}{\lambda} ; \quad Re_x = \frac{u \cdot x}{\nu} . \quad (8, 9)$$

Средний коэффициент теплоотдачи определяется из критериального уравнения:

$$\overline{Nu} = 0,2 \cdot Re_0^{0,65} \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{-0,22} ; \quad \overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} \cdot d_{\Gamma}}{\lambda} . \quad (10, 11)$$

При боковом натекании струи на сталевыпускное отверстие (см. рис. 3) максимальное значение локального коэффициента теплоотдачи соответствует положению критической точки и определяется из уравнения:

$$Nu_{\max} = 0,25 \cdot Re_0^{0,65} \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{-0,14} . \quad (12)$$

Средний коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения:

$$\overline{Nu}_x = 0,97 \cdot Re_x^{0,6} \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^{-0,6} \quad (13)$$

Коэффициент теплоотдачи для варианта взаимодействия струи со шлаком при втекании струи в частично заполненный шлаком канал (см. рис. 1б) представлены на рисунке 4 и 5.

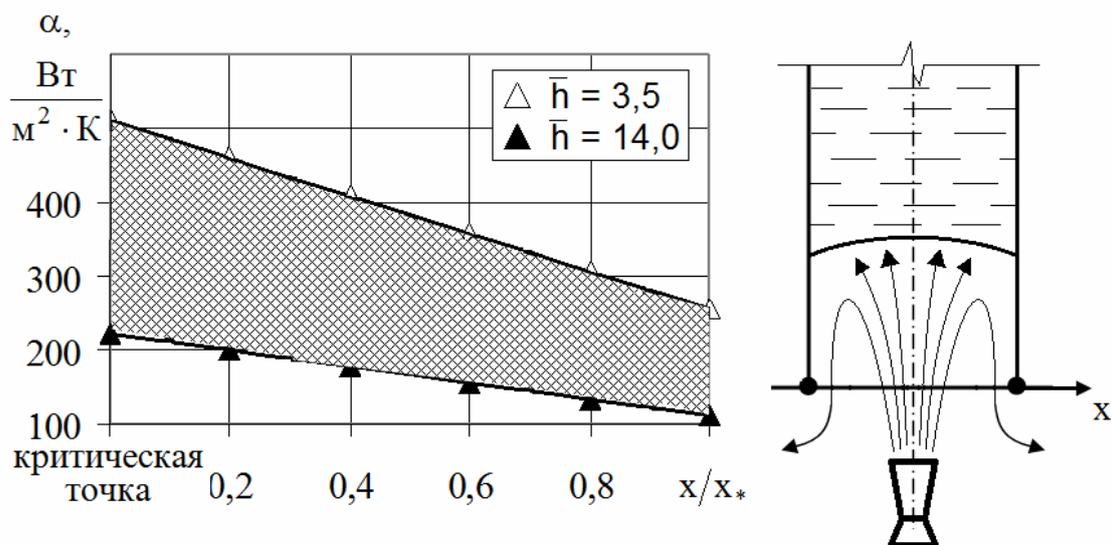


Рис. 4. Изменение локального коэффициента теплоотдачи вдоль поверхности шлака при фронтальном натекании струи

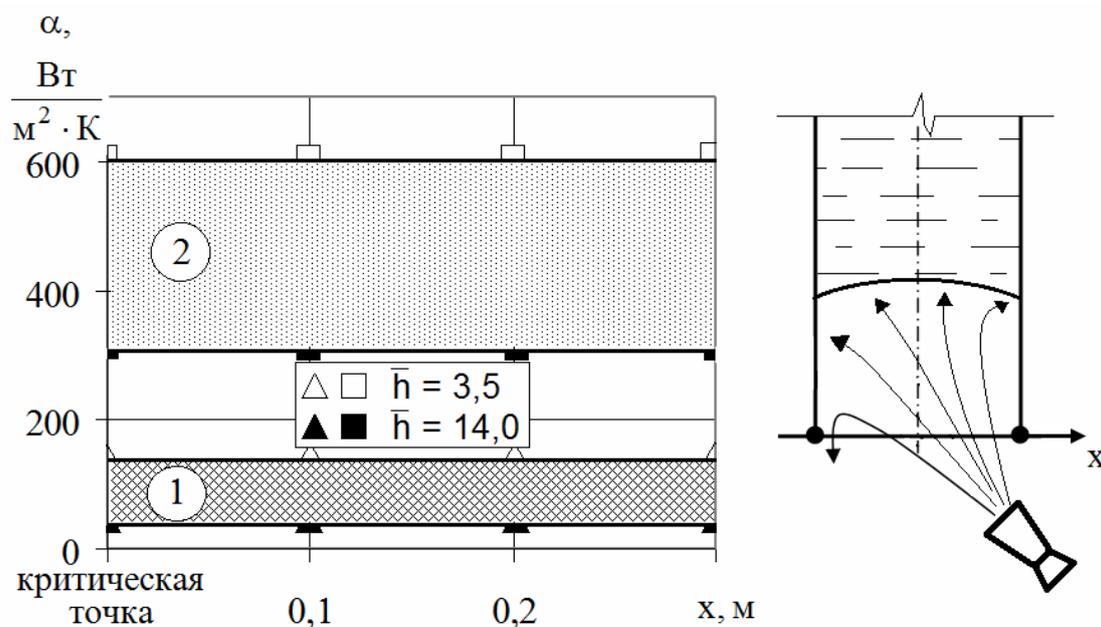


Рис. 5. Локальный (1) и средний (2) коэффициенты теплоотдачи на поверхности шлака при боковом натекании струи

При вычислении коэффициентов теплоотдачи, представленных на рисунке 4 и 5, за основу были приняты результаты исследований, изложенные в работах [4, 5].

Локальный коэффициент теплоотдачи при втекании струи в стальное выпускное отверстие, частично заполненное шлаком, вычисляется из критерия Нуссельта для вынужденной конвекции:

$$Nu_{л} = (8 \div 12) \cdot Nu_{ск}, \quad (14)$$

где $Nu_{ск}$ – значение критерия Нуссельта для свободной конвекции, определяемое по формуле [6]:

$$Nu_{ск} = 0,378 \cdot (Pr \cdot Gr)^{0,25}; \quad (15)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a}; \quad Gr = \frac{g \cdot D^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot (t_{ш} - t), \quad (16)$$

где Pr – критерий Прандтля; a – коэффициент температуропроводности; Gr – критерий подобия Грасгофа; g – ускорение свободного падения; D – диаметр летки конвертера, принятый за определяющий размер.

Средний коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения:

$$\overline{Nu} = (1,1 \div 2,0) \cdot \frac{0,15 \cdot Pr^{0,33} \cdot Re_0^{0,88}}{0,34 \cdot \left(\frac{h}{d_0}\right)^{0,7} \cdot \frac{D^2}{\left[d_0 \cdot 0,68 \cdot \left(\frac{h}{D}\right)^{0,7}\right]^2}} \times \left[\frac{0,29 \cdot Pr^{0,12} \cdot Re_0^{0,38} + 16}{Pr^{0,17} \cdot Re_0^{0,3}} + \frac{D^{1,25}}{\left[d_0 \cdot 0,68 \cdot \left(\frac{h}{D}\right)^{0,7}\right]^{1,25}} + \frac{15,8 \cdot Pr^{0,25}}{\left(0,34 \cdot \left(\frac{h}{d_0}\right)^{0,7}\right)^{\frac{5}{8}} \cdot Re_0^{\frac{3}{8}}} - 2,38 \right]^{0,8} - \left[\frac{15,8 \cdot Pr^{0,25}}{\left(0,34 \cdot \left(\frac{h}{d_0}\right)^{0,7}\right)^{\frac{5}{8}} \cdot Re_0^{\frac{3}{8}}} \right]^{0,8} \quad (17)$$

Коэффициент теплоотдачи для варианта взаимодействия струи со шлаком при втекании струи в полностью заполненный шлаком канал (см. рис. 1а) определяется по методике, изложенной в работах [7, 8], в соответствии с которой теплообмен между газом и шлаком происходит в пузырьковом режиме при следующих условиях: газовые пузыри имеют сферическую форму и одинаковый усредненный радиус, внут-

ренние циркуляции газа отсутствуют, сопротивление теплопереносу сосредоточено в газовой фазе.

Критериальное уравнение теплообмена между газовыми пузырями и шлаком представляется в следующем виде:

$$\overline{Nu} = \frac{\lambda}{2 \cdot r_{\Pi}} \cdot \left(\frac{2 \cdot Re_{\Pi}}{\pi} \right)^{0,5} \cdot \frac{f(Re_{\Pi}, Fo_{\Pi})}{\left(1 - \frac{\sqrt{Le_{\Pi}}}{Ka} \right) \cdot \sqrt{Le_{\Pi}}}; \quad (18)$$

$$Re_{\Pi} = \frac{2 \cdot r_{\Pi} \cdot w}{D_{\Pi}} \cdot \frac{1 - \alpha_v^{\frac{5}{3}}}{k_{\Pi} \cdot W_{\Pi}}; \quad Fo_{\Pi} = \frac{D_{\Pi} \cdot \tau}{r_{\Pi}^2}; \quad (19, 20)$$

$$Le_{\Pi} = \frac{a}{D_{\Pi}}; \quad Ka = \frac{r_{фш}}{c_{рш} \cdot \Delta t}, \quad (21, 22)$$

где Re_{Π} , Fo_{Π} , Le_{Π} – критерии подобия Пекле, Фурье и Льюиса для газового пузыря; D_{Π} – коэффициент диффузии, m^2/c ; α_v – объемная концентрация газовых пузырей; $r_{фш}$ – скрытая теплота фазового перехода для шлака, Дж/кг; k_{Π} и W_{Π} – коэффициенты; Ka – критерий подобия фазового превращения; $f(Re_{\Pi}, Fo_{\Pi})$ – функция, определяемая в соответствии с условиями:

$$f(Re_{\Pi}, Fo_{\Pi}) = \begin{cases} \frac{3,015}{(0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi})^{0,491}} & \text{при } 10^{-3} \leq (0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) \leq 1; \\ \frac{3,015}{(0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi})^{0,117}} & \text{при } 1 \leq (0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) \leq 10; \\ 2,3094 & \text{при } (0,5 \cdot Re_{\Pi} \cdot Fo_{\Pi}) > 10. \end{cases} \quad (23)$$

Объемная концентрация газовых пузырей в шлаке составит:

$$\alpha_v = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot n_{\Pi} \cdot r_{\Pi}^3; \quad n_{\Pi} = \frac{4 \cdot N_{\Pi}}{\pi \cdot D^2 \cdot L}, \quad (24, 25)$$

где n_{Π} – количество пузырей в единице объема, $1/m^3$; N_{Π} – количество пузырей, шт; L – длина сталевыпускного отверстия.

Коэффициенты k_{Π} и W_{Π} определяются выражениями:

$$k_{\Pi} = \frac{\mu}{\mu_{ш}}; \quad W_{\Pi} = \frac{3 \cdot k_{\Pi} + 2}{k_{\Pi}} + \frac{2 \cdot \alpha_v^{\frac{5}{3}}}{\pi} \cdot (k_{\Pi} - 1), \quad (26, 27)$$

где $\mu_{ш}$ – динамический коэффициент вязкости шлака, Па·с.

Коэффициент диффузии газа D_{Π} составил $1,5 \div 3,0 m^2/c$ [9].

Коэффициент теплоотдачи от расплава шлака к газовым пузырям определяется выражением:

$$\alpha_{\Pi} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{\Pi} \cdot \lambda}{2 \cdot r_{\Pi}} \quad (28)$$

и составляет, в зависимости от диаметра сталевыпускного отверстия, $180 \div 290 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Суммарный коэффициент теплоотдачи при втекании газовой струи в сталевыпускное отверстие, с учетом теплообмена газовой струи со стенкой канала, с поверхностью шлака, и барботирования газа через шлак, составляет:

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_{\Pi}. \quad (29)$$

Текущая температура поверхности шлака $t_{\text{ш}\Pi}$ в летке конвертера определяется из выражения [7]:

$$\frac{t_{\text{ш}} - t_{\text{ш}\Pi}}{t_{\text{ш}} - t} = 1 - e^{-\left(\frac{\alpha_{\Sigma}^2 \cdot a_{\text{ш}} \cdot \tau}{\lambda_{\text{ш}}^2}\right)} \cdot \text{erfc}\left(\frac{\alpha_{\Sigma} \cdot \sqrt{a_{\text{ш}} \cdot \tau}}{\lambda_{\text{ш}}}\right), \quad (30)$$

где $a_{\text{ш}}$ – коэффициент температуропроводности шлака, $\text{м}^2/\text{с}$; τ – продолжительность контакта шлака с газом, с; $\lambda_{\text{ш}}$ – коэффициент теплопроводности шлака, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Плотность теплового потока при натекании газовой струи на летку конвертера определяется выражением [7]:

$$q = \alpha_{\Sigma} \cdot (t_{\text{ш}} - t) \cdot e^{-\left(\frac{\alpha_{\Sigma}^2 \cdot a_{\text{ш}} \cdot \tau}{\lambda_{\text{ш}}^2}\right)} \cdot \text{erfc}\left(\frac{\alpha_{\Sigma} \cdot \sqrt{a_{\text{ш}} \cdot \tau}}{\lambda_{\text{ш}}}\right). \quad (31)$$

В соответствии с результатами расчетов, представленными на рисунках 2 – 5, максимальное значение коэффициента теплоотдачи α составило $600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (см. рис. 5), а максимальное значение суммарного коэффициента теплоотдачи, соответственно, составило $\alpha_{\Sigma} = \alpha + \alpha_{\Pi} = 600 + 290 = 890 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

С учетом максимального значения суммарного коэффициента теплоотдачи тепловое взаимодействие втекающей в летку конвертера газовой струи со шлаком отражается следующими показателями:

- продолжительность взаимодействия струи со шлаком – 5 с;
- начальная температура поверхности шлака – $1600 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- снижение температуры поверхности шлака – $75 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- теплота фазового перехода в зависимости от состава шлака – $2,83 \div 8,31 \text{ МДж}$;

- количество теплоты, аккумулированной газом при контакте со шлаком – 0,70 МДж.

Таким образом, контакт запирающей газовой струи со шлаком снижает температуру поверхности шлака до 1525 °С, а количество теплоты, аккумулированной газом, не превышает 10 ÷ 30 % теплоты фазового перехода шлака, что исключает затвердевание шлака в период отсечки и закупорку летки.

Выводы

1. Выполнен анализ интенсивности теплообмена при втекании газовой струи в канал сталевыпускного отверстия. Значения средних коэффициентов теплоотдачи составили:

- при фронтальном втекании струи в канал, из которого полностью вытеснен шлак, – 210 ÷ 380 Вт/(м²·К);
- при боковом втекании струи в канал, из которого полностью вытеснен шлак, – 160 ÷ 360 Вт/(м²·К);
- при фронтальном втекании струи в частично заполненный шлаком канал – 110 ÷ 510 Вт/(м²·К).
- при боковом втекании струи в частично заполненный шлаком канал – 205 ÷ 600 Вт/(м²·К).
- при втекании струи в полностью заполненный шлаком канал 180 ÷ 290 Вт/(м²·К).

2. Тепловой расчет взаимодействия струи со шлаком показал, что количество теплоты, аккумулированное газом при контакте со шлаком, и снижение температуры поверхности шлака исключают затвердевание шлака и закупорку летки конвертера в период отсечки.

Список литературы

1. Гичёв Ю. А. Тепловые и газодинамические режимы эксплуатации устройств струйной отсечки шлака / Ю. А. Гичёв, В. А. Перцевой // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2010. – № 3. – С. 201–204.
2. Дыбан Е. П. Конвективный теплообмен при струйном обтекании тел / Е. П. Дыбан, А. И. Мазур. – К. : Наукова думка, 1982. – 303 с.
3. Теплообмен при струйном обдуве входной кромки турбинной лопатки / Е. П. Дыбан, Э. Я. Эпик, А. И. Мазур, [и др.] // *Известия высших учебных заведений. Серия Энергетика*. – 1972. – № 5. – С. 90–96.
4. Калинин Э. К. Тепло- и массообмен при воздействии потоков с поверхностями / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, А. С. Неверов. – М. : МАИ, 1978. – С. 63–68.
5. Калинин Э. К. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена в газовой полости замкнутого сосуда, частично за-

полненного жидкостью / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, А. С. Неве-
ров // Труды ВЗМИ. Серия Гидравлика. – 1975. – Вып. 4. – С. 140–154.

6. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутате-
ладзе. – М. : Атомиздат, 1979. – 416 с.

7. Протодьяконов И. О. Гидродинамика и массообмен в системах
газ – жидкость / И. О. Протодьяконов, И. Е. Люблинская. – Л. : Наука,
1990. – 349 с.

8. Холпанов Л. П. Совместный тепло- массообмен в системах,
состоящих из совокупности капель или пузырьков / Л. П. Холпанов,
В. А. Мамосов, Н. М. Жаворонков // ДАН СССР. – 1984. – Т. 274. –
№ 4. – С. 890–893.

9. Баптизманский В. И. Теория кислородно-конвертерного про-
цесса / В. И. Баптизманский. – М. : Metallurgia, 1975. – 376 с.

Рукопись поступила 10.09.2011 г.

УДК 532.5+681.3

Горячкін В.М. – к.т.н., доцент, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту

МЕТОД РОЗРАХУНКУ НАГРІВАННЯ РІДИНИ В ЦИЛІНДРИЧНОМУ КАНАЛІ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ

В роботі представлена математична модель нагрівання рідини в циліндричному каналі теплообмінного апарату. Особливістю моделі є врахування ефективних в'язкості та теплопровідності в турбулентному потоці. Для цього використовується параболічний профіль швидкості, запропонований для турбулентного потоку Бай Ши-и, який краще відповідає відомим експериментальним даним в пристінній зоні. На основі проведених чисельних розрахунків показано, що визначені за представленою математичною моделлю коефіцієнти тепловіддачі від стінок каналу відповідають значенням з критеріальних співвідношень, отриманих з емпіричних даних.

Ключові слова: нагрівання рідини; циліндричний канал; ефективна в'язкість; ефективна температуропровідність; коефіцієнт тепловіддачі.

Вступ

В теплообмінних апаратах визначальною для розподілу температури потоку в нагрівальному каналі є тепловіддача від одного теплоносія до іншого. Внаслідок зміни температури по ширині та довжині каналу змінюється в'язкість теплоносія. Це суттєво впливає на розподіл швидкості в каналі, який визначає гідравлічну і теплову характеристики теплообмінника.

Нагрівальний ізотермічний канал є найбільш застосовуваним в кожухотрубних теплообмінниках [1]. Методи розрахунку таких теплообмінників, як правило, базуються на критеріальних рівняннях виду:

$$Nu = C Re^m Pr^n,$$

де Re , Pr – числа Рейнольдса та Прандтля, а C , m , n – сталі, які визначаються експериментально. Розрахунок передбачає визначення коефіцієнту тепловіддачі α і перепаду тиску в каналі.

Разом з тим, сучасний стан розвитку обчислювальної техніки дозволяє створити методи розрахунку, які не будуть потребувати використання експериментальних даних по коефіцієнтам тепловіддачі.

Постановка задачі

Розробці чисельних методів, які можуть бути використані для вирішення задачі про нагрівання рідини в каналі теплообмінника присвячені, наприклад, роботи [2, 3], а в роботі [4] розроблений числовий метод розрахунку нагрівання в циліндричному та кільцевому каналах при ламінарному русі високов'язкої рідини.

Дана робота присвячена розробці чисельного методу розрахунку нагрівання рідини в циліндричному каналі при русі з $Re > Re_{кр}$.

Математична модель нагрівання рідини

Рівняння збереження кількості руху, маси і енергії [5] для усталеного одновимірного потоку нестисливого середовища при $Re > Re_{кр}$ після відповідних спрощень мають вигляд:

$$\rho U \frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{\tau_{zr}}{r}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho U}{\partial z} = 0; \quad (2)$$

$$\rho U \frac{\partial h}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_T \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda_T}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_T \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \tau_{zr} \frac{\partial U}{\partial r}, \quad (3)$$

де дотична напруга

$$\tau_{zr} = \rho \nu_T \frac{\partial U}{\partial r},$$

молекулярна кінематична в'язкість і теплопровідність замінені на ефективні ν_T і λ_T , а ентальпія $h = cT$.

З (2) після інтегрування одержимо $\rho U = f(r)$, і, оскільки швидкість не залежить від довжини труби, рівняння (1), (3) перетворяться на вигляд:

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{\tau_{zr}}{r}; \quad (4)$$

$$\rho U c_p \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_T \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda_T}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_T \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho \nu_T \left(\frac{\partial U}{\partial r} \right)^2. \quad (5)$$

Граничні умови для рівняння енергії (5) мають вигляд

$$z = 0 \quad T = T_0, \quad z = l \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0;$$

$$r = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0, \quad r = R \quad T = T_{ст}.$$

Особливістю системи рівнянь (4), (5) є те, що ефективна в'язкість і теплопровідність входять під знак похідних як залежні від радіуса.

При числах Рейнольдса, більших критичних для круглого каналу, найбільш розповсюджена апроксимація профілю швидкості залежностями степеневою

$$\frac{U}{U_m} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{n}},$$

де n залежить від числа Рейнольдса,

та логарифмічною $\frac{U_m - U}{U^*} = 5,75 \lg \frac{R}{y}$, де $U^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$ – динамічна швидкість, τ_0 – дотична напруга, а координата $y = R - r$ відраховується від стінки.

Похідна від степеневого закону швидкості при $r = R$ дорівнює нулю. Це суперечить експериментальним даним, які свідчать про наявність тертя потоку об стінку $\left(\frac{\partial U}{\partial r} \neq 0\right)$. При $r=0$ $\frac{d}{dr}\left(\frac{U}{U_m}\right) \neq 0$, тобто порушується умова вісесиметричності потоку. Похідна від логарифмічного профілю швидкості при $y \rightarrow 0$ зростає до нескінченності, а при $y = R$ не дорівнює нулю.

Бай Ши-и [6] запропонований параболічний профіль швидкості у вигляді:

$$\frac{U}{U_m} = 1 + \frac{s-n}{n-1} \left(\frac{r}{R}\right)^2 + \frac{1-s}{n-1} \left(\frac{r}{R}\right)^{2n}, \quad (6)$$

де $s = \frac{R\tau_0}{2U_m\rho\nu}$, $\tau_0 = \frac{\lambda}{8} \rho U_{cp}^2$, $\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$, $Re = \frac{U_{cp} \cdot 2R}{\nu}$.

Коефіцієнт n визначається із співвідношення середньої та максимальної швидкостей. Такий профіль швидкості узгоджується з експериментальним. На рис. 1 показані коефіцієнти n і s , визначені нами з обробки експериментальних профілів швидкості [7] до $Re = 2,05 \cdot 10^5$.

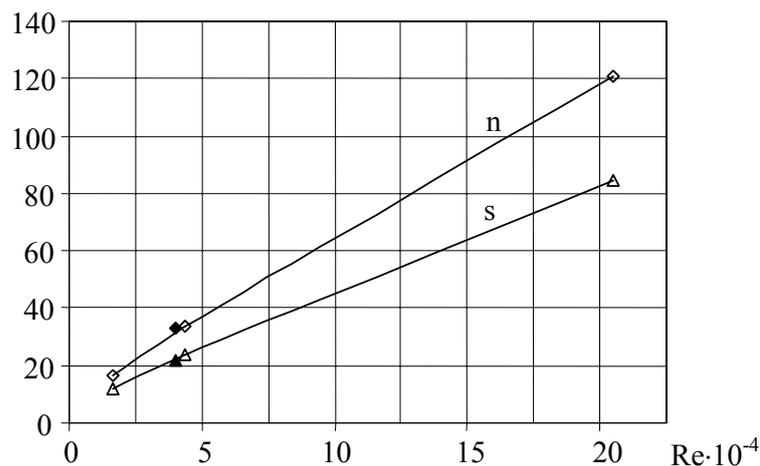


Рис. 1. Коефіцієнти до рівняння (6):

Δ, ◇ – за даними Нікурадзе;
▲, ◆ – Бай Ши-і за даними Лауфера

Ефективна в'язкість та ефективна температуропровідність

В [8] за результатами експериментальних досліджень Лауфера показано, що лінійний розподіл дотичної напруги, який впливає з (4) при постійному по радіусу тиску,

$$\frac{\tau_{zr}}{\tau_0} = \frac{r}{R} \quad (7)$$

справедливий майже по всьому перерізу труби і порушується тільки біля стінки при $\frac{U^* y}{\nu} < 30$.

З (7) маємо розподіл ефективної в'язкості по радіусу:

$$\frac{\nu_T}{RU^*} = -\frac{U^*}{U_m} r \left(\frac{d\bar{U}}{dr} \right)^{-1}.$$

Ефективна в'язкість, визначена із застосуванням профілю швидкості (6) приведена на рис. 2. В ядрі потоку ефективна в'язкість є постійною по радіусу каналу, причому, зона постійної ефективної в'язкості збільшується із зростанням числа Рейнольдса, зменшуючи зону формування вихрових структур біля стінки, що говорить про зменшення їх масштабу. В пристінній зоні ефективна в'язкість зменшується до молекулярної. Розподіл ефективної в'язкості, отриманий на основі параболічного профілю швидкості, повністю відповідає експериментальним даним Лауфера [8].

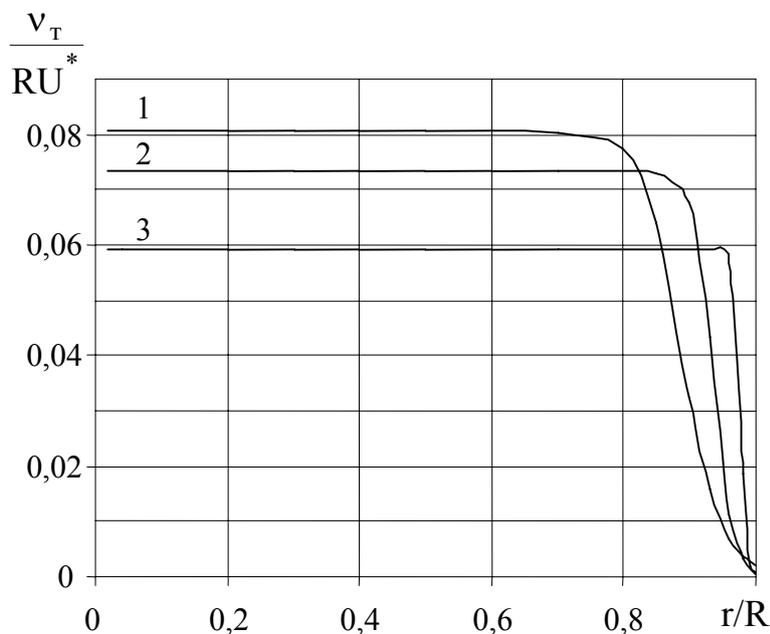


Рис. 2. Ефективна в'язкість:
 1 – R = 5 мм, Re = 1,67·10⁴;
 2 – R = 10 мм, Re = 4,34·10⁴;
 3 – R = 25 мм, Re = 2,05·10⁵

Аналіз запропонованих різними авторами профілів ефективної температуропровідності, яка входить до числа $Pr_T = \frac{v_T}{a_T}$, виконаний в

[9]. Важливим є те, що при різних числах Рейнольдса значення Pr_T залишається практично незмінним та близьким до 0,72.

В даній роботі зміну ефективної температуропровідності по радіусу каналу будемо враховувати залежністю виду:

$$a_T = A + B(1 - r)^m. \quad (8)$$

Коефіцієнти A і B визначимо з умов:

$$r = 0 \quad Pr_T = 0,72;$$

$$r = R \quad a_T = a,$$

де молекулярна температуропровідність $a = \frac{c\rho}{\lambda}$.

Звідси $A=a$, $B=1,39v_T-a$, і (8) запишеться у вигляді:

$$a_T = a + (1,39v_T - a)(1 - r)^m.$$

Показник степені m визначається з експерименту.

Метод розрахунку і результати

Введемо безрозмірні величини $\bar{r} = \frac{r}{R}$, $\bar{z} = \frac{z}{R}$, $\bar{T} = \frac{T - T_0}{T_0}$,

$$\bar{U} = \frac{U}{U_m}, \quad Re_T = Re_r Pr_T, \quad Re_r = \frac{RU_m}{v_T}, \quad Pr_T = \frac{c_p \rho v_T}{\lambda_T}, \quad \Lambda = \frac{U_m}{\sqrt{c_p T_0}}$$

і запишемо рівняння (5) у вигляді:

$$\bar{U} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} = \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{1}{Pe_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{r Pe_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{1}{Pe_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} \right) + \frac{\Lambda^2}{Re_T} \left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial \bar{r}} \right)^2. \quad (9)$$

Граничні умови в безрозмірних величинах мають вигляд:

$$\bar{z} = 0 \quad \bar{T} = 0, \quad \bar{z} = \bar{l} \quad \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} = 0;$$

$$\bar{r} = 0 \quad \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} = 0, \quad \bar{r} = 1 \quad \bar{T} = \frac{T_{ст} - T_0}{T_0}.$$

Оскільки температура рідини по довжині каналу змінюється, то в (9) необхідно враховувати залежність ефективної в'язкості як по радіусу так і по довжині каналу.

Зміну тиску по довжині каналу визначимо з (7), де дотична напруга $\tau_0 = \frac{2sU_m \rho v}{R}$.

Для чисельного розв'язку запишемо кінцево-різницевий аналог рівняння (9) у вигляді:

$$U_i \frac{T_{i,j} - T_{i,j-1}}{l} = \Lambda^2 U_i \left(\frac{dP}{dz} \right)_j + \frac{1}{h^2} \left(\frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{Pe_{te}} - \frac{T_{i,j} - T_{i-1,j}}{Pe_{tw}} \right) +$$

$$+ \frac{T_{i+1,j} - T_{i-1,j}}{2hr_i Pe_{ti}} + \frac{T_{i,j+1} - 2T_{i,j} + T_{i,j-1}}{l^2 Pe_{ti}} + \frac{\Lambda^2}{Re_{ti}} \left(\frac{dU}{dr} \right)_i^2$$

$$r_i = hi, \quad i = 0, \dots, N; \quad j = 0, \dots, M.$$

Число $Pe_{te} = \frac{2Pe_{ti} Pe_{ti+1}}{Pe_{ti} + Pe_{ti+1}}$, $Pe_{tw} = \frac{2Pe_{ti} Pe_{ti-1}}{Pe_{ti} + Pe_{ti-1}}$, $Pe_{ti} = Pr_T Re_{ti}$.

Граничні умови приймають вигляд:

$$T_{i,0} = 0, \quad T_{i,M} = T_{i,M-1};$$

$$T_{0,j} = T_{1,j}, \quad T_{N,j} = T_{ст}$$

На рис. 3 показаний розрахунковий розподіл температури води, визначений з (11) в поперечному перерізі, а на рис. 4 середня температура по довжині каналу $d = 0,01$ м, $l/d = 10$, $T_0 = 293$ К, $T_{ст} = 392$ К, $U_{ср} = 1,65$ м/с. З графіків видно, що ядро потоку залишається холодним, а прогрівається тільки пристінний шар. Втрати тиску знижуються внаслідок зменшення молекулярної в'язкості біля стінки каналу і складають 110,4 Па.

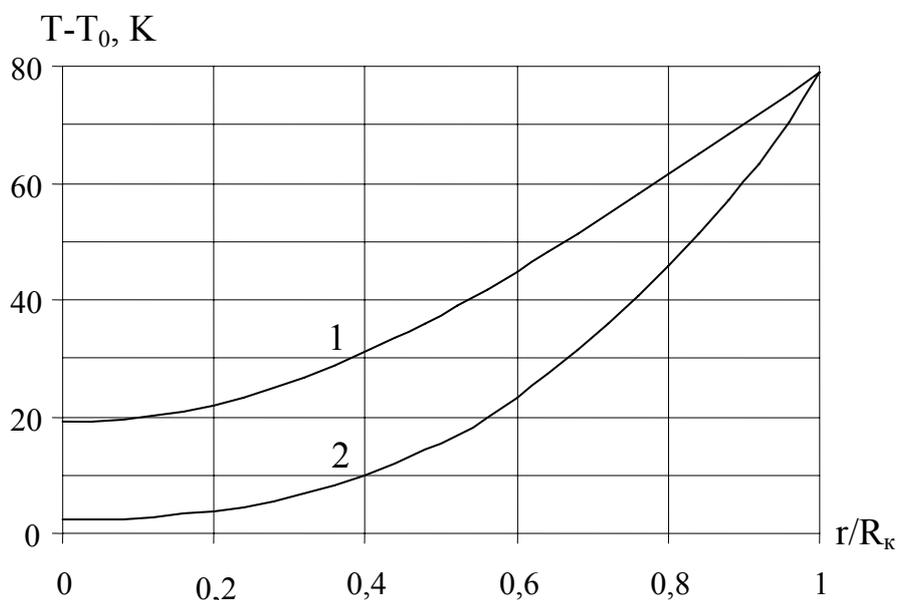


Рис. 3. Температура води в поперечному перерізі:
1 – $z/d=5$; 2 – 10

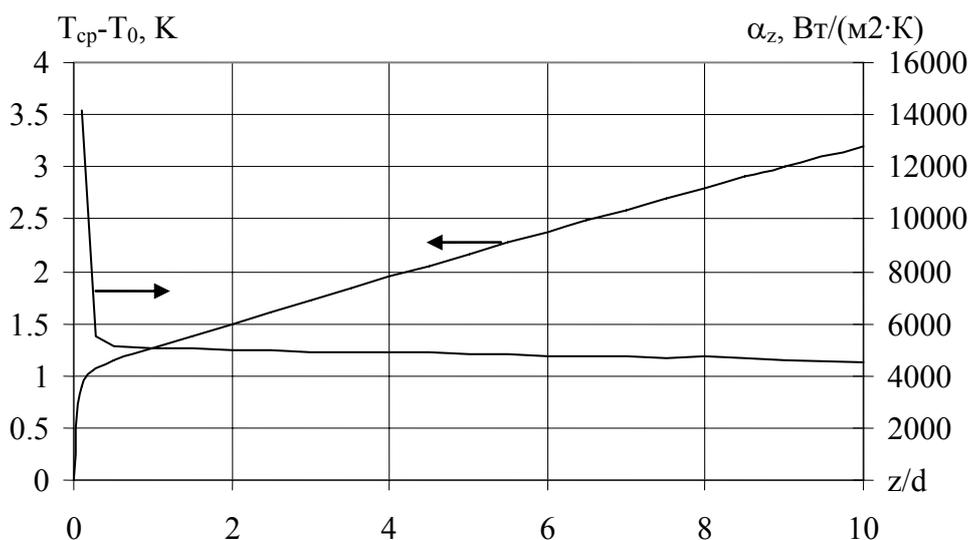


Рис. 4. Зміна середньої температури і локального коефіцієнту тепловіддачі по довжині каналу

Локальний коефіцієнт тепловіддачі від стінки каналу (рис. 4):

$$\alpha_z = \frac{q_z}{(T_{ст} - T_{cp})_z},$$

де T_{cp} – середня температура в перерізі; $q_z = \frac{1}{4} \rho U_{cp} d \frac{dT_{cp}}{dz}$ – локальний тепловий потік через стінку каналу, швидко знижується після входу в канал.

При цьому середній коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T_{LM}} = 7168 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де $q = \frac{1}{4} \rho U_{cp} d \frac{\Delta T_{cp}}{l}$ – тепловий потік; $\Delta T_{LM} = \frac{(T_w - T_{b,in}) - (T_w - T_{b,out})}{\ln \frac{(T_w - T_{b,in})}{(T_w - T_{b,out})}}$ –

середній логарифмічний температурний напір.

Для порівняння розрахуємо коефіцієнт тепловіддачі за формулою [10]:

$$\alpha = \frac{\lambda Nu}{d};$$

$$Nu = \frac{(f/8) Re Pr}{k_1 + k_2 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^n - 1)},$$

де $k_1 = 1$, $k_2 = 12,7$, $n = 2/3$, $f = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$.

Тоді, $f = 0,0274$, $Nu = 110,5$, $\alpha = 7019 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і коефіцієнт тепловіддачі відповідає розрахованому чисельним методом.

Висновки

Запропонована математична модель нагрівання рідини дозволяє визначити розподіл температури в каналі при турбулентному русі рідини, а через нього – величину теплового потоку від стінок каналу. Використання в розрахунках ефективної в'язкості і температуропровідності дає змогу врахувати складний рух всередині потоку та перенос внаслідок цього теплоти всередину потоку з пристінного шару. Порівняння розрахункових коефіцієнтів тепловіддачі з коефіцієнтами, визначеними на основі відомих критеріальних співвідношень, засвідчило адекватність отриманих з математичної моделі результатів.

Список літератури

1. Лисиенко В. Г. Хрестоматия энергосбережения : В 2 кн. / В. Г. Лисиенко, Я. М. Щелоков, М. Г. Ладыгичев. – М. : Теплоэнергетик, 2002. – Кн. 1. – 688 с.
2. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
3. Андерсон Т. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2-х т. Т. 2: Пер. с англ. / Т. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер. – М. : Мир, 1990. – 392 с.
4. Коваль В. П. Тепловая и гидродинамическая оптимизация подогревателя высоковязких нефтепродуктов / В. П. Коваль, В. Н. Горячкин / *Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов НМетАУ*. – Днепропетровск : НМетАУ, 2002. – Т. 6. – С. 21–29.
5. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973. – 847 с.
6. Бай Ши-и. Турбулентное течение жидкостей и газов : Пер. с англ. / Бай Ши-и. – М. : Изд-во иностр. лит-ры, 1962. – 344 с.
7. Пустовойт Б. В. Механика движения жидкостей в трубах / Б. В. Пустовойт. – Л. : Недра, 1971. – 144 с.
8. Хинце И. О. Турбулентность, ее механизм и теория: Пер с англ. / И. О. Хинце. – М. : Физматгиз, 1963. – 680 с.
9. Горячкин В.М. Дисипативне нагрівання текучого середовища в каналі: дис. ... канд .техн. наук: 15.14.06 / Горячкин Вадим Миколайович. – Дніпропетровськ, 2005. – 139 с.
10. Справочник по теплообменникам : Пер. с англ. В 2-х т. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 561 с.

Рукопис надійшов 09.10.2011 р.

УДК 66.045

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

Каракаш Е.А. – к.т.н., доцент, НМетАУ

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

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

Поротиков А.И. – студент, НМетАУ

Щурова Н.И. – старший преподаватель, НМетАУ

Буркатовская Е.С. – зам. директора, ООО «Оптимус»

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ ГОРЕНИЯ В КУПОЛЬНОЙ СТРУЙНО-ВИХРЕВОЙ ГОРЕЛКЕ ДОМЕННОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Приведены основные положения для моделирования сжигания газа и движения компонентов горения в купольной горелке воздухонагревателя доменной печи. Холодная модель предназначена для исследования характера движения компонентов горения в горелке, их перемешивания, определения аэродинамического сопротивления по газу и по воздуху горения.

Ключевые слова: модель, воздухонагреватель, условия подобия.

Цель исследований

Целью исследований была разработка холодной и горячей моделей для исследования характера движения компонентов горения в купольной горелке.

Постановка задачи

При холодном моделировании в качестве газовой среды использовался воздух, окрашенный специальными реактивами для визуализации потоков. Последнего можно достичь также, используя свободно висящие нити.

Движение газов в форкамере горелки характеризуется параметрами: перепадами давления на горелке ΔP_i по газу и по воздуху, скоростью вылета доменного газа (воздуха) из окон W_i , плотностью истекающей среды ρ_i , ее теплоемкостью C_p , диаметром форкамеры d , частотой смены явлений ω , вязкостью истекающих сред η_i , температурой истекающей среды t_i .

С использованием теории размерностей и π -теоремы получена связь двух безразмерных комплексов, определяющих режим движения газа в холодной модели [1, 2, 6]:

$$Eu = \Pi_o / Re^a \quad (1)$$

где $Eu = \Delta P / \rho w^2$; $Re = Wd/\nu = Wd\rho/\eta$. (2, 3)

Условия подобия в этом случае имеют следующий вид:

$$Re_m = Re_o = idem; \quad (4)$$

$$Eu_o = Eu_m = idem. \quad (5)$$

Здесь индекс «м» относится к модели, индекс «о» – к образцу.

Если в (1) $a = 1$, то $Eu Re = const = La$ и условия подобия сводятся к подобию критериев Лагранжа (La):

$$La = \Delta P / \eta(w/d) = idem, \quad (6)$$

где $\Delta P = P_{нач} - P_{кон}$ – перепад статических давлений, возникающий в результате преодоления местных сопротивлений и сопротивления трения.

Рассматриваемый процесс автомоделен также по числу Струхала $St = W/\omega d$.

При моделировании определяли конкретный вид связи критериев Eu и Re . Так как в качестве рабочей среды в модели использовался воздух, то ее линейный масштаб C_1 [2] равен:

$$C_1 = l_m/l_o = C_v^{2/3} = (\nu_m/\nu_o)^{2/3} = 0,05 = 1/20.$$

В связи с автомодельностью по критерию Re в исследуемой области параметров (течение не зависит от критерия Re) определяем соответствующее значение критерия Eu и коэффициента аэродинамического сопротивления ξ :

$$\xi = 2Eu = 2 \Delta P / \rho W^2. \quad (7)$$

Предпосылки для расчета аэродинамической модели

Важным элементом в работе струйно-вихревой горелки является получение эффекта «торнадо», при котором тангенциально истекающие струи газа и воздуха создают вращение (крутку) близлежащей среды и подсос ее в ядро потока. После этого происходит совместный подъем к куполу форкамеры, разворот на 180° и опускание вниз на выход из пережима форкамеры.

Определим интенсивность крутки I по входящим в горелку потокам газа и воздуха из соотношения [4]:

$$I = 4M/\pi k r, \quad (8)$$

где M – приложенный момент количества движения относительно оси закрученного потока; k – количество движения потока; r – радиус цилиндрического канала форкамеры.

Применительно к нашей модели интенсивность крутки определялась из соотношения [4]:

$$I = 4F \sum m_i (V_i / f_i) \sin \varphi / (4F \sum m_i \sum V_i), \quad (9)$$

где F – площадь сечения форкамеры; m_i – массовый расход среды, проходящей через i -ый ряд окон; V_i – то же, объемный расход; i – i -ый ряд струй (окон); φ – угол оси сопла с радиусом в горизонтальной плоскости; f_i – общая площадь сопел i -ого ряда.

Найденные значения интенсивности составили по воздуху $I_v = 2,175$ и по газу $I_r = 3,225$, то есть влияние тангенциальных струй газа в создание эффекта «торнадо» практически в 1,5 раза выше влияния струй воздуха.

Расчет модели

С использованием полученных условий подобия и исходных данных по натурным параметрам течения газов в форкамере воздухо-нагревателя (таблица 1) были рассчитаны геометрический и параметрические масштабы модели.

Таблица 1.

Исходные данные

Расход на 1 ВН, м ³ /с			Температура, °С				Действительный расход воздуха, м ³ возд/м ³ газа	Удельный выход дыма, м ³ дыма/м ³ газа	Влажность доменного газа, г/м ³ сух	Теплота сгорания доменного газа, МДж/м ³
Доменного газа	воздуха горения	дыма	доменного газа на входе	воздуха на входе	воспламенения доменного газа	продуктов сгорания на уровне нижнего ряда окон и в горловине				
12,785	10,33	21,33	180	129	550	1200	0,698	1,576	126,7	3,054

Размеры форкамеры в образце.

Внутренний диаметр форкамеры – 3,126 м.

Размеры окон для газа и воздуха – 0,308 x 0,094 м.

Число окон для газа в одном ряду – 10.

Число окон для воздуха в одном ряду – 9.

Число рядов окон в форкамере – 4.

Результаты расчета холодной модели горелки приведены ниже, а так же в таблице 2.

Таблица 2.

Конечные результаты расчета модели

	Перепад давления в горелке, Па		Скорость истечения из окон, м/с		Коэффициент сопротивления горелки	Критерий Эйлера	Масштабы				плотности	
	в модели	в образце	газа, при 0°C/180°C	воздуха, при 0°C/129°C			кинематической вязкости		скоростей			
							при моделировании водой	при моделировании воздухом	газа	воздуха		
По воздушному тракту	474,3	500,3		9,91/ 14,6	5,351	2,676	1/20	1/26,4	1/1,447	1/1,2	1/1,22	
По тракту доменного газа	671,1	657,3	11,04/ 18,32		5,265	2,632				1/1,26		1,620

При моделировании водой (воздушный тракт горелки):

$$C_{v \text{ вода}} = v_{m \text{ вода}}^{20} / v_{\text{обр}}^{129}$$

То же, для рабочего пространства форкамеры:

$$C_v = v_B / v_{\text{дым}} = v_B^{20} / v_{\text{дым}}^{875}$$

При моделировании рабочего пространства форкамеры в 1 автомобильной области воздухом [1] условия подобия упрощаются: необходимо соблюдать в первой автомобильной области масштаб давлений $C_{\Delta p}$, масштабы же скорости C_w , линейный C_l , вязкости C_v могут быть произвольными.

$$EuRe = La = idem \quad \text{или} \quad C_{\Delta p} = (C_w / C_l) * C_v = 0,955;$$

$$C_w = C_v^{1/3} = 0,468.$$

Автомодельные условия соблюдать особенно просто.

Описание физической модели

На основе проведенных расчетов разработана физическая (холодная) модель струйно-вихревой горелки, представленная на рис. 1, 2, выполненная в масштабе 1:20. Рабочей средой является вентиляторный воздух. Модель 1 выполнена прозрачной для визуализации потоков (материал – плексиглас). Расходы воздуха, моделирующего доменный газ, воздуха горения и продуктов горения измеряются счетчиками расхода 2, секундомером 3, а перепад давления по газовому и воздушному трактам – соответственно манометрами 4 и 5. Изменение расхода воздуха производится заслонками 6 и 7.

В модели выполнены окна 8 и 9 для прохода воздуха. Коническая часть 10 моделирует купол ВН, а цилиндрическая – насадочное пространство.

Модель позволяет определить коэффициенты аэродинамического сопротивления ξ_Γ и ξ_B по газовому (Γ) и воздушному (B) путям и соответствующие потери давления:

$$\Delta p_{\Gamma(B)} = \xi_{\Gamma(B)} (W^2 \rho / 2). \quad (10)$$

Выводы

1. Сформулированы условия подобия процессов для холодной модели струйно-вихревой горелки воздушнонагревателя.

2. Показана возможность моделирования аэродинамики модели холодным воздухом.

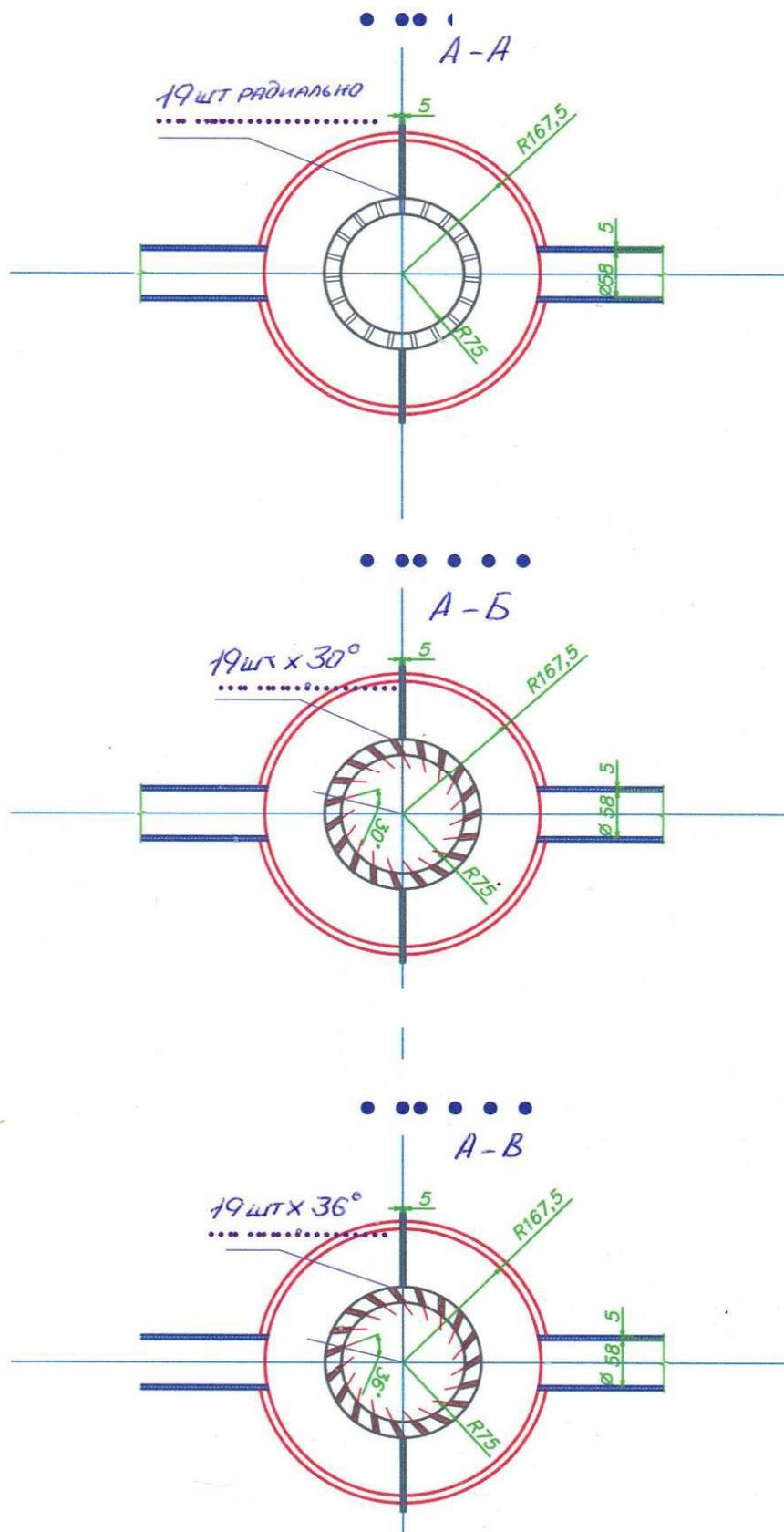


Рис. 2. Разрезы холодной модели струйно-вихревой горелки

Список литературы

1. Гольдфарб Э. М. Элементы механики газов теплопередачи: Конспект лекций по металлургической теплотехнике. – Д. :, 1973. – 241 с.
2. Аверин С. И. Механика газов и жидкости : учеб. пособие. – Д. : 1975. – 230 с.
3. Грес Л. П. Высокоэффективный нагрев доменного дутья. – Д. : Пороги, 2008. – 492 с.
4. Калугин Я. П. Разработка теоретических основ и конструкций с внедрением в промышленность новых высокотемпературных регенеративных теплообменных аппаратов : Диссертация в виде научного доклада на соискание ученой степени доктора технических наук. – Екатеринбург, 2009. – 103 с.
5. Пчёлкин Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
6. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 264 с.
7. Доменные воздухонагреватели / Ф. Р. Шкляр, В. М. Малкин, С. П. Каштанова, Я. П. Калугин и др. – М. : Металлургия, 1982. – 176 с.
8. Охотский Б. В. Моделирование металлургических систем Днепропетровск : Системные технологии, 2006. – 288 с.
9. Яковлев Ю.Н., Камкина Л.В. Физико-химические подобия металлургических процессов // Современные проблемы металлургии. Научные труды. – Выпуск 1, ГМетАУ : Системные технологии, 1999.

Рукопись поступила 02.11.2011 г.

УДК 669.162.2;669.046.5.001.2

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

Самойленко Т.В. – научный сотрудник, НМетАУ

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

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

Волкова М.М. – к.т.н., старший научный сотрудник, НМетАУ

Щурова Н.И. – старший преподаватель, НМетАУ

ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ПРОДУВКИ СВОБОДНОГО ПРОСТРАНСТВА ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ОТ ВЗРЫВЧАТЫХ ГАЗОВ

Проведен анализ процесса продувки свободного пространства доменного воздухонагревателя при переводе его с режима «нагрев» на режим «дутье». Усовершенствована методика расчета длительности продувки рабочего пространства доменного воздухонагревателя вентиляторным воздухом. Результаты расчетов по этой методике сравнивали с экспериментальными данными и данными расчетов по зависимостям, полученным разными авторами. Предложенный в статье метод имеет преимущество в точности перед последними в связи с более полным учетом факторов, влияющих на длительность продувки.

Ключевые слова: воздухонагреватель; продувка; свободное пространство; методика расчета; длительность продувки.

Постановка задачи

Одним из резервов повышения эффективности работы доменных воздухонагревателей является сокращение длительности паузы при переводе с режима «нагрев» на режим «дутье». Ранее было показано [1], что за время паузы происходит потеря мощности. При этом теряется теплота с выпускаемым дутьем, через кладку в окружающее пространство, от снижения теплоусвоения насадкой и стенами в связи с отсутствием отопления. Кроме того, в момент перевода воздухонагревателя (ВН) с режима «нагрев» на режим «дутье» производится обязательная операция удаления продуктов сгорания из аппарата для исключения возникновения взрывоопасной смеси. Чем больше продолжительность паузы, тем и потери теплоты в нагревателе значительнее.

В связи с тем, что основная масса отечественных воздухонагревателей не оборудована контролем и автоматическим регулированием качества горения (соотношения газ-воздух), в продуктах горения ВН могут находиться горючие газы: CO , H_2 , C_nH_m . В технологических инструкциях операция продувки ВН регламентирована во времени и составляет 1 – 2 минуты при общей длительности паузы 7 – 15 мин. Газовая смесь, находящаяся в воздухонагревателе, удаляется вентиляторным воздухом и самотягой.

Цель работы

Разработать методику расчета длительности продувки рабочего пространства ВН, являющейся частью длительности паузы, использовать её при расчетах работы ВН по рекомендациям [2], а также исследовать возможность сокращения длительности паузы.

Состояние вопроса

Математическое описание процесса продувки ВН близко к описанию процесса дегазации горных выработок и рабочего пространства колпаковых печей [3–5]. Известны также работы Грум-Гржимайло, Аптермана В.Н., Мясникова А.А. и др., предложивших математические зависимости, позволяющие оценить скорость удаления взрывоопасных газов с помощью вентиляторного воздуха. В данной работе использованы результаты этих исследований.

Методика и результаты исследования

Качественная картина удаления газовой смеси из аппарата следующая: при закрытых двух последовательно установленных газовых дросселях (отсечка топлива), и клапанах холодного и горячего дутья производится подача вентиляторного воздуха в воздухонагреватель (рис. 1) и перенос пассивного газа под действием воздушной струи.

Содержание газа в потоке воздуха увеличивается в направлении его движения вверх по камере горения вследствие турбулентной тепловой диффузии газа в воздушную струю при частичном его горении. Под куполом воздухонагревателя образовавшаяся газозвушная смесь поворачивает и поступает в каналы насадки, затем в поднасадочное пространство и далее уходит через дымовые штуцеры (дымовые клапаны открыты) в дымовой бор, в дымовую трубу и затем в атмосферу. Этот процесс нестационарен, т.к. поступающие новые порции воздуха образуют с газом смесь, все менее насыщенную. В определенный момент времени через воздухонагреватель будет проходить вентиляторный воздух с невзрывоопасными концентрациями газа, что позволяет прекратить продувку и произвести закрытие ши-

бера газовой горелки, дымовых и газовых клапанов, открыть наполнительный клапан холодного дутья и произвести наполнение аппарата дутьем и т.д.

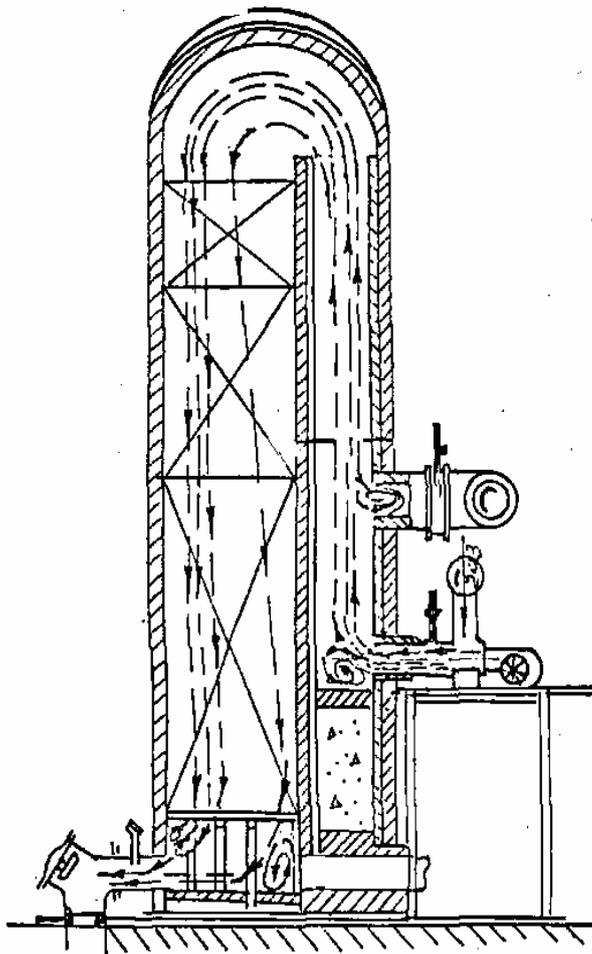


Рис. 1. Схема продувки свободного объема воздухонагревателя перед постановкой на дутье

Из воздухонагревателя необходимо удалить объем газа, равный объему его свободного пространства за вычетом объема, занимаемого кирпичом насадки и поднасадочным устройством (колоннами и решеткой). При длительных и интенсивных продувках в воздухонагреватель подается количество воздуха, способное значительно снизить температуру камеры горения под куполом и, следовательно, эффективность нагрева дутья. В отдельных случаях, однако, возникают ситуации, когда, либо из-за недостаточной полноты продувки аппарата, либо по другим причинам может произойти хлопок (взрыв с разрушением ВН). Во избежание взрыва необходимо регламентировать режим продувки.

Элементарное количество взрывоопасных газов $dV_{\text{ВГ}}$, выносимых из нагревателя за время dt посредством вентиляторного воздуха [3] составляет:

$$dV_{\text{ВГ}} = k_{\text{М}} \cdot V_{\text{В}} \cdot \bar{C}_{\text{ВГ}} \cdot dt, \quad (1)$$

где $V_{\text{В}}$ – расход вентиляторного воздуха продувки; $k_{\text{М}}$ – коэффициент массообмена (коэффициент адаптации модели продувки) при продувке рабочего пространства; $\bar{C}_{\text{ВГ}}$ – среднее содержание взрывоопасных газов (водорода, СО, углеводородов) в произвольном сечении.

Такое же количество взрывоопасных газов будет вынесено из свободного пространства воздушнонагревателя, что вызовет уменьшение их количества в зоне смешения с продувочным воздухом.

$$d\bar{C}_{\text{ВГ}} = -d\left(\frac{V_{\text{ВГ}}}{V_{\text{ВН}}}\right); \quad (2)$$

Знак «-» в выражении (2) связан с уменьшением объема взрывоопасных газов внутри аппарата по мере их движения. Из выражения (2) находим:

$$dV_{\text{ВГ}} = -V_{\text{ВН}} \cdot d\bar{C}_{\text{ВГ}}, \quad (3)$$

где $dV_{\text{ВН}}$ – элементарный объем зоны смешения (свободного объема воздушнонагревателя).

При этом:

$$V_{\text{ВН}} = V_{\text{КГ}} + V_{\text{ПКУП}} + V_{\text{НАССВ}} + V_{\text{ПНПСВ}}, \quad (4)$$

где $V_{\text{КГ}}$ – объем камеры горения; $V_{\text{ПКУП}}$ – объем подкупольного пространства; $V_{\text{НАССВ}}$ – свободный объем насадки ($V_{\text{НАССВ}} = V_{\text{НАС}} \cdot (1 - V_{\text{К}})$); $V_{\text{ПНПСВ}}$ – объем поднасадочного пространства; $V_{\text{К}}$ – удельный объем кирпича в насадке (коэффициент заполнения); $V_{\text{НАС}}$ – объем насадочной камеры.

Из (1) и (3) следует, что

$$k_{\text{М}} \cdot V_{\text{В}} \cdot \bar{C}_{\text{ВГ}} \cdot dt = -V_{\text{ВН}} \cdot d\bar{C}_{\text{ВГ}}; \quad (5)$$

$$k_{\text{М}} \cdot V_{\text{В}} \cdot \int_0^{\tau_{\text{П}}} dt = -V_{\text{ВН}} \cdot \int_{\bar{C}_0}^{\bar{C}_{\text{БП}}} \frac{d\bar{C}_{\text{ВГ}}}{\bar{C}_{\text{ВГ}}}; \quad (6)$$

$$k_{\text{М}} \cdot V_{\text{В}} \cdot \tau_{\text{П}} = V_{\text{ВН}} \cdot \ln \frac{\bar{C}_0}{\bar{C}_{\text{БП}}}, \quad (7)$$

где \bar{C}_0 и $\bar{C}_{\text{БП}}$ – средние концентрации взрывчатого газа, соответственно, начальная и безопасная. Из горючих компонентов доменного газа или его смеси с природным газом, например, смеси водорода с воздухом – нижний предел воспламенения равен 6,2 %.

Откуда время продувки до достижения безопасной концентрации $C_{бп}$ взрывоопасного газа:

$$\tau_{п} = \frac{V_{вн}}{V_{в} \cdot k_{м}} \cdot \ln \frac{\bar{C}_0}{C_{бп}}, \quad (8)$$

где \bar{C}_0 – начальное содержание взрывоопасных продуктов в момент закрытия газового дросселя (в начале продувки); $V_{в}$ – количество вентиляторного воздуха, которое необходимо подать в воздухонагреватель, чтобы за время $\tau_{п}$ содержание продуктов горения снизилось от \bar{C}_0 до $C_{бп}$.

С учетом подогрева продувочного воздуха в камере горения и насадке до средней температуры $\bar{t}_в$ при движении от горелки до выхода в поднасадочное пространство время продувки составит:

$$\tau_{п} = \frac{V_{вн}}{V_{в} \cdot (1 + \alpha \cdot \bar{t}_в) \cdot k_{м}} \cdot \ln \frac{\bar{C}_0}{C_{бп}}. \quad (9)$$

Задаваясь временем $\tau_{п}$, можно определить расход вентиляторного воздуха:

$$V_{в} = \frac{V_{вн}}{\tau_{п} \cdot (1 + \alpha \cdot \bar{t}_в) \cdot k_{м}} \cdot \ln \frac{\bar{C}_0}{C_{бп}}. \quad (10)$$

При отоплении воздухонагревателя доменным газом в рабочем пространстве начальная концентрация взрывчатых веществ ($CO + H_2$) доменного газа, содержащего исходных горючих около 25 % CO и 5 % H_2 , имеет нижний предел воспламенения в воздухе 34 % при температуре 20 °С, давлении 100 кПа (1 ата). При этом указанная смесь доменного газа с воздухом должна быть нагрета до температуры воспламенения в рабочем пространстве воздухонагревателя (615 – 660 °С) [5], и её верхний предел воспламенения составит 71,2 %.

Практика экспериментов на доменных воздухонагревателях показала, что при наличии в продуктах горения на выходе из насадки до 2 % CO и 0,4 % H_2 дымовые газы не взрываются. Примем эту концентрацию горючих за начальную концентрацию ($CO + H_2$) $C_0 = 2$ %. Экологически безопасная концентрация CO на выходе из ВН по нормам TA Luft (Германия), например, составляет 100 мг/м³, или $C_{бп} = 0,008$ % CO или совместно $\{CO + H_2\}$, как взрывоопасных газов 0,0304 %. В наших условиях при использовании металлических горелок минимум CO составляет 0,1 %, а совместное содержание $\{CO + H_2\} = 0,12$ %.

Однако, чтобы по выражению (9) определить длительность продувки, необходимо знать величину коэффициента массообмена, $k_{м}$.

В то же время выражение (9) можно использовать для определения коэффициента k_M , если длительность продувки известна из практики:

$$k_M = \frac{V_{ВН}}{\tau_{П} \cdot (1 + \alpha \cdot \bar{t}_B) \cdot V_B} \cdot \ln \frac{\bar{C}_0}{\bar{C}_{бп}}. \quad (11)$$

Подставив в выражение (11) данные из таблицы 2 и 3, получим $k_M = 0,6$.

Предложенный метод имеет преимущество в точности перед известными методами в связи с более полным учетом факторов, влияющих на длительность продувки.

Результаты расчетов по этой методике сравнивали с экспериментальными данными и данными расчетов по зависимостям, полученным разными авторами:

1) по времени пребывания газов в рабочем пространстве печи (по Грум-Гржимайло) время движения газов через печь (камеру горения, подкупольное и поднасадочное пространства и насадку) при средней температуре воздуха продувки \bar{t}_B в режиме идеального вытеснения [6]:

$$\tau_{П} = \frac{V_{ВН}}{V_B \cdot (1 + \alpha \cdot \bar{t}_B)}; \quad (12)$$

2) по Аптерману В.Н. [3]

$$\tau_{П} = \frac{V_{ВН}}{V_B \cdot (1 + \alpha \cdot \bar{t}_B)} \cdot (1,56 - \ln O_2), \quad (13)$$

где O_2 – содержание кислорода в дымовом патрубке в конце продувки.

Проведены расчеты с использованием зависимостей (9), (12), (13) для ВН ДП № 9, объемом 1386 м^3 , ПАО «Днепропетровский металлургический комбинат им. Дзержинского» («ДМК») и для ВН ДП № 8, объемом 2700 м^3 , металлургического комбината ПАО «АрселорМиттал Кривой Рог». Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Результаты расчета времени продувки для удаления взрывоопасных примесей

№ п/п	Расчетные выражения для определения длительности продувки	ВН ДП № 9	ВН ДП № 8
		с / мин	с / мин
1	(9)	57,56 / 0,95	95,15 / 1,59
2	(12)	35,21 / 0,59	58,33 / 0,972
3	(13)	54,93 / 0,916	91,37 / 1,517

Необходимые для этого расчета характеристики агрегатов приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Характеристики ВН ДП № 9 «ДМК им. Дзержинского»
и ВН ДП № 8 ПАО «АрселорМиттал Кривой Рог»

№ п/п	Характеристика агрегата	ВН ДП № 9	ВН ДП № 8
1	Площадь горизонтального сечения камеры горения, м ²	3,96	6,05
2	Высота камеры горения, м	31,88	35
3	Объем камеры горения, м ³	126	212
4	Внутренний радиус купола, м	3,7	4,4
5	Объем подкупольного пространства, м ³	106	178
6	Высота камеры насадки, м	37,3	43,2
7	Общая площадь сечения камеры насадки, м ²	34	38,83
8	Площадь «живого» сечения насадки, м ² / м ²	0,335	0,335
9	Свободный объем камеры насадки, м ³	425	562
10	Высота поднасадочного пространства, (ПНП) м	2,05	2,05
11	Общая площадь ПНП, м ²	34	38,83
11	Свободный объем ПНП, м ³	70	78
12	Общий свободный объем ВН, м ³	726	1030
13	Расход вентиляторного воздуха на продувку, м ³ /с.	13,3	11,4

В табл. 3 приведены результаты исследования структуры продолжительности паузы указанных аппаратов в заводских условиях при переводе их с «нагрева» на «дутье» и наоборот.

Сравнение результатов расчетов и натурных исследований позволило сделать следующие выводы:

1. Наиболее близкие результаты для времени продувки получены для выражения (9) и для выражения Аптермана В.Н (13). Выражение Грум-Гржимайло (12) для режима идеального вытеснения занижает время продувки почти в 1,5 раза.

2. Расчетные значения продолжительности продувки $\tau_{\text{п}}$ для ВН ДП № 9 ниже в 1,6 – 1,7 раза, чем для ВН ДП № 8, так как последние имеют больший в 1,4 раза свободный объем (не заполненный футеровкой) и продуваются меньшим количеством вентиляторного воздуха (в 1,2 раза).

3. Действительная длительность периода продувки для ВН ДП № 9 имеет запас, по сравнению с рассчитанной по выражению (9) в 1,3 раза (75 с / 57,5 с) и по выражению (12) – в 2,13 раза (75 с / 35,2 с).

Таблица 3.

Структура продолжительности паузы

Наименование операции	Продолжительность, с/мин	Наименование операции	Продолжительность, с/мин
ВН ДП9		ВН ДП8	
Закрытие газового дросселя	11/0,183	Снятие с «нагрева»	180/3
Вентиляция (продувка) с включенным вентилятором	30/0,50	Перепуск	
То же после выключения вентилятора	45/0,75	Постановка на «дутье»	180/3
Закрытие отделительного шибер горелки	15/0,25		
Закрытие дымовых клапанов	10/0,167		
Набор дутья через «очко»	90/1,5		
Открытие шибер холодного дутья	10/0,167		
Открытие шибер горячего дутья	16/0,267		
Всего перевод с «нагрева» на «дутье»	227/3,784	Всего перевод с «нагрева» на «дутье»	480/8
Съем с «дутья»	129/2,15	Съем с «дутья»	180/3
Выравнивание давления	103/1,75	Выравнивание давления	120/3
Постановка на нагрев	60/1	Постановка на «нагрев»	60/1
Проверка наличия факела	43/0,72	Проверка зажигания горелки	60/1
Всего перевод с «дутья» на «нагрев»	335/5,58	Всего перевод с «дутья» на «нагрев»	420/7
Итого: длительн. паузы	562/9,37	Длительн. паузы	900/15

4. Фактическая длительность периода продувки для ВН печи № 8 ПАО «АрселорМиттал Кривой Рог» должна быть равна 2,1 мин (1,25 мин · 1,65).

5. Длительность продувки по выражению (9) является минимальной. При её увеличении растут потери теплоты при продувке. Однако, это мало влияет на оптимальную температуру горячего дутья, так как зависимость последней от длительности периода дутья имеет экстремум типа «плато». Отметим также, что с увеличением длительности продувки уменьшается стойкость футеровки камеры горения.

Список литературы

1. Грес Л. П. Исследование влияния длительности периодов работы доменных воздухонагревателей / Грес Л. П., Самойленко Т. В., Флейшман Ю. М. // *Металлургическая теплотехника: сборник трудов НМетАУ.* – Т. 4. – Днепропетровск : НМетАУ. – 2008. – С. 118–128.
2. Современный подход к проектному расчету доменных воздухонагревателей / [Грес Л. П., Самойленко Т. В., Флейшман Ю. М. и др.] // *Металлургическая теплотехника: сборник трудов НМетАУ.* – Днепропетровск : НМетАУ. – 2001. – С. 130–134.
3. Аптерман В. Н. Колпаковые печи / Аптерман В. Н., Двейрин Е. Г., Тымчак В. М. – М. : *Металлургия.* – 1965. – 229 с.
4. Абрамов Ф. А. Рудничная аэрогазодинамика / Абрамов Ф. А. – М. : *Недра.* – 1972. – 272 с.
5. Мясников А. А. Проветривание горных выработок при различных системах разработки / Мясников А. А. – М. : *ГНТИ литературы по горному делу.* – 1962. – 220 с.
6. Губинский В. И. Теория пламенных печей / В. И Губинский, Лу Чжун-У. – М. : *Машиностроение,* 1995. – 256 с.

Рукопись поступила 28.09.2011 г.

УДК 536.421.4

Дремов В.В. – к.ф.-м.н., доцент, Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, г. Макеевка

Калашникова О.А. – старший преподаватель, Донецкий национальный технический университет

АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЗАТВЕРДЕВАНИЯ МЕТАЛЛА В ЧУГУННОЙ ИЗЛОЖНИЦЕ И ПЕСЧАНОЙ ФОРМЕ

Вариационным методом решена нестационарная задача затвердевания металла в изложницах с различной теплопроводностью стенок. Выполнены численные расчеты движения фронта затвердевания в чугунной изложнице и песчаной форме на любой момент времени.

Ключевые слова: изложница; теплопроводность стенок; жидкая фаза; тепловое сопротивление; фронт затвердевания; коэффициент теплопередачи.

Введение

Влияние теплопроводности стенок изложницы на процесс затвердевания изучалось как теоретически [1, 2], так и экспериментально [3]. В приближенных теоретических методах распределение температуры в твердой фазе представлялось степенной функцией и задавался закон движения фронта затвердевания, а из уравнения теплового баланса определялась зависимость координаты затвердевания от времени. При этом в окончательном решении присутствует много коэффициентов, которые задаются произвольно, что снижает ценность полученных решений. В [4] аналитически решена задача затвердевания в чугунной и песчаной изложницах, когда стенки изложницы предварительно прогреты. Полученные результаты вычислений показывают, что в этом случае фронт затвердевания в песчаной форме движется немного медленнее, чем в чугунной изложнице.

В предлагаемой работе определяется аналитическое решение для температуры в жидкой фазе, а в условие на движущемся фронте вводится тепловое сопротивление стенок изложницы, затвердевшей корки и теплоотдачи в окружающую среду. Это позволяет учесть все основные факторы, влияющие на затвердевание слитка.

Постановка задачи

Рассматривается затвердевание металла в клинообразной изложнице, представляющей собой в поперечном сечении вертикально вы-

тянутую трапецию с малыми углами конусности α . Средняя линия такой трапеции много меньше ее высоты и длины. Заполнение изложницы металлом происходит быстро и, так как металл перед заполнением перегревается, то до тех пор, пока на границе соприкосновения металла с изложницей температура не опустится до температуры кристаллизации, затвердевание металла у стенок и дна будет незначительным и им можно пренебречь. Металл предполагается однородным по составу поэтому затвердевание происходит при одной и той же температуре кристаллизации. Так как после заполнения изложницы металлом сверху насыпают утепляющие смеси, а дно изложницы находится на песчаной подушке, то не учитываются потоки тепла через дно и верх изложницы. То есть предполагается, что все тепло отводится через боковые стенки, площадь которых намного больше площади дна и верха. Кроме того, ввиду больших размеров изложницы по длине для отливки плоских слитков, площадь торцевых поверхностей будет много меньше площади боковых поверхностей, поэтому не учитываются потоки тепла через торцевые поверхности изложницы. Ввиду того, что рассматривается движение фронта затвердевания, который, в основном, параллелен боковой стенке, то в погранслое, прилегающем к фронту затвердевания, можно пренебречь поперечной составляющей скорости V_ϕ по сравнению с продольной составляющей V_r .

Предполагается, что тепловые константы, характеризующие жидкую и твердую фазы металла, не зависят от температуры. Вследствие того, что свободных поверхностей металла нет, не учитывается потеря тепла через излучение. Во время кристаллизации металла соприкосновение жидкой фазы с фронтом кристаллизации считается плотным без газообразных пузырей и других посторонних включений.

При решении данной задачи последовательная кристаллизация происходит в клинообразной изложнице с боковыми поверхностями, расположенными под малым углом $2\alpha_1$. Сверху и снизу данная область ограничена цилиндрическими поверхностями радиусами R_1 и R_2 . В решении задачи используется цилиндрическая система координат (r, ϕ, z) . На поверхности $R = r_2$ полагаем $T_H = \text{const}$. При $t > 0$ начинается процесс кристаллизации и на фронте кристаллизации $T = T_K$.

Задача считается бесконечной по z , поэтому температура и скорость не зависят от z . Вследствие малого угла α между осью и боковой стенкой изложницы пренебрегаем поперечной составляющей ско-

рости V_φ . Тогда уравнение теплопереноса в области жидкого металла запишется в следующем виде:

$$\rho_1 C_{V1} \left(\frac{\partial T_1}{\partial t} + V_r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) = \lambda_1 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} \right) \quad (1)$$

при $0 < \varphi < \varphi_\Phi$; $r_\Phi < r < R_2$. Фронт кристаллизации движется от боковой поверхности изложницы к центру; для малых углов конусности толщину затвердевшей корки можно найти по формуле:

$$\varepsilon(r_\Phi, \varphi_\Phi, t_\Phi) = r_\Phi(t_\Phi)(\alpha_1 - \varphi_\Phi(t_\Phi)). \quad (2)$$

Считаем, что хорда совпадает с дугой при малых длинах дуги, что соответствует малому углу α . В момент $t = 0$ твердая фаза отсутствует, а $T_1(r, \varphi, 0) = T_H$ при $R_1 < r < R_2$ и $0 < \varphi < \alpha_1$. На фронте кристаллизации:

$$T_1(r_\Phi, \varphi_\Phi, t_\Phi) = T_K. \quad (3)$$

Во время кристаллизации металла соприкосновение жидкой фазы с фронтом кристаллизации считается плотным, без газообразных пузырей и других посторонних включений, поэтому на фронте кристаллизации тепловой контакт предполагается идеальным: при $r = r_\Phi(t)$, $\varphi = \varphi_\Phi(t)$ имеем

$$T_1(r_\Phi, \varphi_\Phi, t_\Phi) = T_2(r_\Phi, \varphi_\Phi, t_\Phi) = T_K. \quad (4)$$

На движущемся фронте фазового перехода выделяется скрытая теплота кристаллизации L_1 , которая вместе с теплом перегрева отводится через твердую фазу, изложницу и выделяется в окружающую среду. Поэтому

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{r \partial \varphi} + L_1 \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = K_{T1} (T_K - T_{CP}), \quad (5)$$

где K_{T1} – коэффициент теплопередачи, учитывающий тепловое сопротивление стенки изложницы, затвердевшую корку и теплоотдачу в окружающую среду:

$$K_{T1} = \left(\frac{1}{\alpha_0} + \frac{r_\Phi(\alpha_2 - \alpha_1)}{\lambda_3} + \frac{r_\Phi(\alpha_1 - \varphi_\Phi)}{\lambda_2} \right)^{-1}. \quad (6)$$

Уравнение (5) теплового баланса на фронте кристаллизации используется для определения $\varepsilon(t)$. Из уравнений (1) – (2) и граничных условий (3) – (6) найдем функции $T_1(r, \varphi, t)$ и $\varepsilon(t)$. Уравнение (1) перепишем в следующем виде:

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + V_r \frac{\partial T_1}{\partial r} = a_1 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} \right), \quad (7)$$

где
$$a_1 = \frac{\lambda_1}{\rho_1 C_{V1}}. \quad (8)$$

Найдем точное решение по r , полагая $\frac{\partial T_1}{\partial t} = 0$, $\frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} = 0$, $V_r = 0$.

Учитывая введенные упрощения, получим:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} = 0. \quad (9)$$

Решением является функция: $T_1 = C_1 \ln r + C_2$.

Используя граничные условия: $T_1 = T_H$ при $r = R_2$ и (3), найдем константы C_1 и C_2 :

$$C_1 = \frac{T_H - T_K}{\ln \frac{R_2}{r_\phi}}; \quad C_2 = \frac{T_K \ln R_2 - T_H \ln r_\phi}{\ln \frac{R_2}{r_\phi}}.$$

Таким образом, точное решение по r уравнения (9) имеет вид:

$$T_1(r) = \frac{(T_H - T_K) \ln r + T_K \ln R_2 - T_H \ln r_\phi}{\ln \frac{R_2}{r_\phi}}. \quad (10)$$

Далее приближенное решение по φ уравнения (7) ищем вариационным методом, постепенно усложняя задачу. Вначале найдем зависимость по φ для стационарного случая $\frac{\partial T_1}{\partial t} = 0$. Получим:

$$V_r \frac{\partial T_1}{\partial r} = a_1 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} \right). \quad (11)$$

Введем новые обозначения производных $\frac{\partial T_1}{\partial r} = T_r$, $\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} = T_{rr}$,

$\frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} = T_{\varphi\varphi}$, тогда уравнение (11) примет вид:

$$\frac{V_r}{a_1} r T_r - T_r - r T_{rr} - \frac{1}{r} T_{\varphi\varphi} = 0. \quad (12)$$

Запишем функционал, соответствующий уравнению (12) в виде:

$$L = \int_{r_\phi}^{R_2} \int_0^{\varphi\phi} \left[2 \frac{V_r}{a_1} r T_r - T_r^2 + r T_{rr}^2 + \frac{1}{r} T_{\varphi\varphi}^2 \right] dr d\varphi, \quad (13)$$

где $T_r^0 = \frac{\partial T^0}{\partial r}$, а индекс ноль при T_r обозначает неварьируемую производную от температуры.

Проверим, что вариация от L по T функционала (13) дает уравнение (12). Для этого запишем уравнение Эйлера-Лагранжа:

$$\frac{\partial L}{\partial T} - \frac{\partial}{\partial r} \frac{\partial L}{\partial T_r} - \frac{\partial}{\partial \varphi} \frac{\partial L}{\partial T_\varphi} = 0. \quad (14)$$

Вычислим соответствующие производные:

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial T} &= 2 \frac{V_r}{a_1} r T_r^0; & \frac{\partial L}{\partial T_r} &= 2 r T_r; & \frac{\partial L}{\partial T_\varphi} &= 2 \frac{T_\varphi}{r}; \\ \frac{\partial}{\partial r} \frac{\partial L}{\partial T_r} &= 2(T_r + r T_{rr}); & \frac{\partial}{\partial \varphi} \frac{\partial L}{\partial T_\varphi} &= 2 \frac{T_{\varphi\varphi}}{r} \end{aligned}$$

и подставим их в (14). Сокращая на 2, получим:

$$\frac{V_r}{a_1} r T_r^0 - T_r - r T_{rr} - \frac{1}{r} T_{\varphi\varphi} = 0.$$

Опуская нулевой индекс при T_r , получим (12). Значит функционал (13) соответствует уравнению (12) и функция, минимизирующая его, будет наилучшим приближением решения уравнения (12). Функцию, минимизирующую функционал (13), ищем в виде:

$$T = T(r)f(\varphi) = \frac{(T_H - T_K) \ln r + T_K \ln R_2 - T_H \ln r_\Phi}{\ln \frac{R_2}{r_\Phi}} f(\varphi). \quad (15)$$

Найдем производные:

$$\begin{aligned} T_r &= \frac{T_H - T_K}{r \ln \frac{R_2}{r_\Phi}} f(\varphi); & T_r^0 &= \frac{T_H - T_K}{r \ln \frac{R_2}{r_\Phi}} f^0(\varphi); \\ T_\varphi &= \frac{(T_H - T_K) \ln r + T_K \ln R_2 - T_H \ln r_\Phi}{\ln \frac{R_2}{r_\Phi}}. \end{aligned}$$

Подставив полученные производные в (11) и проинтегрировав по r , получим:

$$L = \int_0^{\varphi\Phi} \left[A_1 f^0(\varphi) f(\varphi) + B_1 f^2(\varphi) + C_1 (f'(\varphi))^2 \right] d\varphi, \quad (16)$$

где $A_1 = \frac{2V_r}{a_1} \frac{T_H - T_K}{\ln^2 \frac{R_2}{r_\Phi}} \left((T_H R_2 - T_K r_\Phi) \ln \frac{R_2}{r_\Phi} - (R_2 - r_\Phi)(T_H - T_K) \right),$

$$B_1 = \frac{(T_H - T_K)^2}{\ln \frac{R_2}{r_\Phi}},$$

$$C_1 = \frac{1}{\ln \frac{R_2}{r_\Phi}} \left(\frac{(T_H - T_K)^2}{3} (\ln^2 R_2 + \ln R_2 \ln r_\Phi + \ln^2 r_\Phi) + (T_K \ln R_2 - T_H \ln r_\Phi)(T_H \ln R_2 - T_K \ln r_\Phi) \right).$$

Функцию $f(\varphi)$ выбираем так, чтобы интеграл (16) был минимальным, что соответствует выполнению уравнения Эйлера-Лагранжа:

$$\frac{\partial L}{\partial f(\varphi)} - \frac{\partial}{\partial \varphi} \frac{\partial L}{\partial f'(\varphi)} = 0. \quad (17)$$

Возьмем производные от (16) и подставим в уравнение (17). В результате получим:

$$f''(\varphi) - K_1 f(\varphi) = 0, \quad (18)$$

где $K_1 = \sqrt{\frac{A_1 + 2B_1}{2C_1}}$. Решением (18) будет [5]:

$$f(\varphi) = C_1 \operatorname{ch}(K_1 \varphi) + C_2 \operatorname{sh}(K_1 \varphi). \quad (19)$$

Найдем константы C_1 и C_2 , используя граничные условия $T = T_K$, $\varphi = \varphi_\Phi$ при $r = r_\Phi$ и $\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0$ при $\varphi = 0$: $C_1 = \frac{1}{\operatorname{ch}(K_1 \varphi_\Phi)}$, $C_2 = 0$.

Тогда из уравнения (19) имеем:

$$f(\varphi) = \frac{\operatorname{ch}(K_1 \varphi)}{\operatorname{ch}(K_1 \varphi_\Phi)}. \quad (20)$$

Итак, решением (12) по r и по φ является функция:

$$T_1(r, \varphi) = \frac{(T_H - T_K) \ln r + T_K \ln R_2 - T_H \ln r_\Phi}{\ln \frac{R_2}{r_\Phi}} \frac{\operatorname{ch}(K_1 \varphi)}{\operatorname{ch}(K_1 \varphi_\Phi)} \quad (21)$$

Поиск полного нестационарного решения уравнения теплопроводности в жидкой фазе осуществляется аналогично нахождению зависимости по φ . Функционал, соответствующий уравнению (8), имеет вид:

$$L = \int_0^{t_\Phi} \int_0^{\varphi_\Phi} \int_{r_\Phi}^{R_2} \left(\frac{2V_r}{a_1} r T_r^0 T + \frac{2r}{a_1} T_t^0 T + r T_r^2 + \frac{1}{r} T_\varphi^2 \right) dr d\varphi dt. \quad (22)$$

Решение уравнения (7) ищем в виде:

$$T_1 = \frac{(T_H - T_K) \ln r + T_K \ln R_2 - T_H \ln r_\Phi}{\ln \frac{R_2}{r_\Phi}} \frac{\text{ch}(K_1 \varphi)}{\text{ch}(K_1 \varphi_\Phi)} f(t). \quad (23)$$

Вычислим производные $T_r, T_\varphi, T_t, T_r^0, T_t^0$ и подставим их в уравнение (22). Проинтегрировав по r и по φ , получим:

$$L = \int_0^{t_\Phi} (N_1 f^0(t) f(t) + M_1 f(t) (f'(t))^0 + P_1 f^2(t) + Q_1 f^2(t)) dt, \quad (24)$$

где N_1, M_1, P_1, Q_1 – константы интегрирования по r и по φ . Варьируя (24) по $f(t)$, получим:

$$f'(t) + f(t) \frac{G_1}{M_1} = 0, \quad (25)$$

где $G_1 = N_1 + 2P_1 + 2Q_1$.

Решением уравнения (25) будет функция:

$$f(t) = C e^{-\frac{G_1}{M_1} t}. \quad (26)$$

Найдем константу C , используя граничные условия $T = T_K$, $r = r_\Phi$ при $t = t_\Phi$ и $\varphi = \varphi_\Phi$. Получим:

$$f(t) = e^{-\frac{G_1}{M_1} (t-t_\Phi)}. \quad (27)$$

Итак, решением уравнения (1) будет функция:

$$T_1(r, \varphi, t) = \frac{(T_H - T_K) \ln r + T_K \ln R_2 - T_H \ln r_\Phi}{\ln \frac{R_2}{r_\Phi}} \frac{\text{ch}(K_1 \varphi)}{\text{ch}(K_1 \varphi_\Phi)} e^{-\frac{G_1}{M_1} (t-t_\Phi)}. \quad (28)$$

Используя уравнение (5) и соотношение (2) ищем зависимость толщины затвердевшей корки от времени. Условие на движущемся фронте с учетом (6) принимает следующий вид:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{r_\Phi \partial \varphi} + L_1 \rho (\alpha_1 - \varphi_\Phi) \frac{\partial r_\Phi}{\partial t} = \frac{T_K - T_{CP}}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{r_\Phi (\alpha_2 - \alpha_1)}{\lambda_3} + \frac{r_\Phi (\alpha_1 - \varphi_\Phi)}{\lambda_2}}. \quad (29)$$

Вычислим производную на фронте кристаллизации $\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = T_K K_1 \text{th}(K_1 \varphi)$, подставив ее в (29) и умножая на r_Φ , получим:

$$L_1 \rho (\alpha_1 - \varphi_\Phi) \frac{r_\Phi \partial r_\Phi}{\partial t} = \frac{T_K - T_{CP}}{\frac{2}{\alpha_0 (R_1 + R_2)} + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\lambda_3} + \frac{\alpha_1 - \varphi_\Phi}{\lambda_2}} - \lambda_1 T_K K_1 \text{th}(K_1 \varphi), \quad (30)$$

где в знаменателе в выражение для теплового потока через твердую корку вводим среднее значение $r_{\Phi} = \frac{R_1 + R_2}{2}$. В результате имеем:

$$r_{\Phi} \frac{\partial r_{\Phi}}{\partial t} = \frac{T_K - T_{CP}}{\left(\frac{2}{\alpha_0(R_1 + R_2)} + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\lambda_3} + \frac{\alpha_1 - \Phi_{\Phi}}{\lambda_2} \right) L_1 \rho (\alpha_1 - \Phi_{\Phi})} - \frac{\lambda_1 T_K K_1 \text{th}(K_1 \Phi)}{L_1 \rho (\alpha_1 - \Phi_{\Phi})}. \quad (31)$$

Интегрируя (31), найдем:

$$r_{\Phi} = \sqrt{C^* t + R_1^2}, \quad (32)$$

где $C = \frac{2}{L_1 \rho (\alpha_1 - \Phi_{\Phi})} W$;

$$W = \frac{T_K - T_{CP}}{\frac{2}{\alpha_0(R_1 + R_2)} + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\lambda_3} + \frac{\alpha_1 - \Phi_{\Phi}}{\lambda_2}} - \lambda_1 T_K K_1 \text{th}(K_1 \Phi_{\Phi}).$$

По полученной формуле (32) выполнены численные расчеты для следующих параметров металла, изложницы и окружающей среды: $R_1 = 1,2$ м; $R_2 = 2,2$ м; $\alpha_1 = 10^\circ$; $\alpha_2 = 12^\circ$; $T_H = 1833$ К; $T_K = 1733$ К; $T_{CP} = 300$ К; $\rho = 7,31 \cdot 10^3$ кг/м³; $\lambda_1 = 26,5$ Вт/(м·К); $\lambda_2 = 30,3$ Вт/(м·К); $a_1 = 4,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $V_T = 0,3 \cdot 10^{-5}$ м/с; $L_1 = 2,72 \cdot 10^5$ Дж/кг. Для чугунной изложницы: $\alpha = 68$ Вт/(м²·К); $\lambda_3 = 58,7$ Вт/(м·К). Для песчаной формы: $\alpha = 17$ Вт/(м²·К); $\lambda_3 = 0,325$ Вт/(м·К). По результатам расчета построены графики положения фронтов затвердевания на указанные моменты времени (рис. 1).

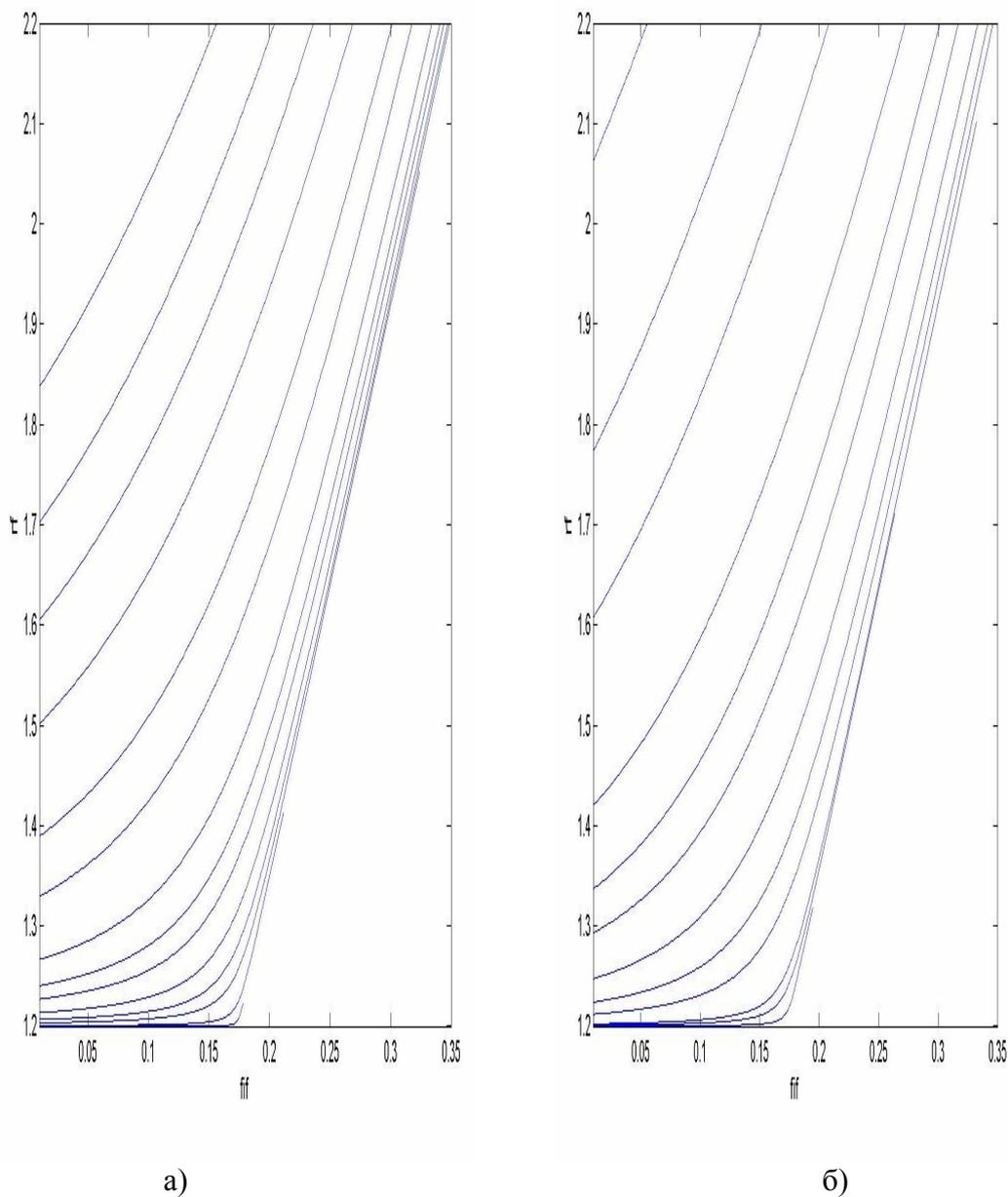


Рис. 1. Положения фронта затвердевания в клинообразной изложнице.
Показана правая половина вертикального сечения.

В случае песчаной формы: а) для моментов времени:
1 – 1 с; 2 – 10 с; 3 – 50 с; 4 – 100 с; 5 – 200 с; 6 – 400 с;
7 – 600 с; 8 – 1000 с; 9 – 2000 с; 10 – 3000 с;
12 – 5000 с; 13 – 7000 с; 14 – 9000 с; 15 – 12000 с.

В случае чугунной изложницы: б) для моментов времени:
1 – 1 с; 2 – 5 с; 3 – 10 с; 4 – 50 с; 5 – 100 с; 6 – 200 с;
7 – 400 с; 8 – 600 с; 9 – 1000 с; 10 – 2000 с;
11 – 3000 с; 12 – 5000 с

Отсчет кривых идет снизу.

Выводы

На рис. 1 б) показано положение фронта затвердевания металла на определенные моменты времени в чугунной изложнице. Видно, что наиболее быстро металл затвердевает в области, прилегающей к углу изложницы. На рис. 1 а) на эти же моменты времени показано положение фронта затвердевания в песчаной форме. Из сравнения видно, что затвердевание в песчаной форме происходит намного медленнее, чем в чугунной изложнице. Это связано с малой теплопроводностью стенок песчаной формы.

Список литературы

1. Вейник А. И. Теплообмен между слитком и изложницей. – М. : Metallurgizdat, 1959. – 265 с.
2. Самойлович Ю. А. Стальной слиток / Ю. А. Самойлович, В. И. Тимошпольский, И. А. Трусова, В. В. Филиппов. Т. 2. – Затвердевание и охлаждение. – Минск : Белорусская наука, 2000. – 640 с.
3. Раддл Р. У. Затвердевание отливок. – М. : Машгиз, 1960. – 391 с.
4. Дремов В. В. Влияние теплопроводности стенок изложницы на движение фронта затвердевания плоского слитка / В. В. Дремов, Ф. В. Недопекин, О. А. Минакова // *Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов НМетАУ.* – Днепропетровск : Пороги. – 2009. – С. 67–72.
5. Камкэ Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М. : Наука, 1971. – 365 с.

Рукопись поступила 26.09.2011 г.

УДК 662.61:537.533

Емельяненко В.И. – к.т.н., ст. научн. сотр., ИГТМ им. Полякова НАНУ

Малик П.В. – ассистент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Ливитан Н.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Егоров А.П. – к.т.н., доцент, НМетАУ

ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ В АЭРОСМЕСИ НА УДЕЛЬНЫЕ ЭНЕРГОЗАТРАТЫ ПРИ ЕЕ ПЛАЗМЕННОМ ВОСПЛАМЕНЕНИИ

Выполнен расчет влияния концентрации угольной пыли в аэросмеси при ее плазменном воспламенении на удельные энергозатраты. Увеличение концентрации аэросмеси до значений 1 – 2 ведет к снижению удельных энергозатрат. Увеличение мощности плазмотрона от 100 кВт до 300 кВт позволяет увеличить расход аэросмеси от 80 г/с до 250 г/с, соответственно, при обеспечении температуры воспламенения аэросмеси.

Ключевые слова: уголь; плазменное воспламенение; энергозатраты; концентрация.

Введение

Проблема сжигания низкорреакционных углей типа АШ обостряется по мере увеличения их зольности, которая для донецких антрацитов достигает 27...30 % с одновременным снижением теплотворной способности с 24 до 19 – 20 МДж/кг. При таких характеристиках угля его устойчивое воспламенение, горение, а также нормальное шлакоудаление в топках котельных агрегатов возможны только в условиях газомазутной подсветки пылеугольного факела, доля которой по теплоте достигает 30 – 40 %. Значительное же повышение стоимости газа и мазута потребовали разработки и внедрения новых высокоэффективных технологий, позволяющих существенно снизить их расход. Одной из таких технологий является плазмохимическая подготовка пылеугольного топлива перед его сжиганием в котлах тепловых электростанций [1, 2].

Подготовку топлива производят в плазменных реакторах, куда направляют часть аэросмеси, включающей угольную пыль и транспортирующий воздух. Мощность плазмотронов, используемых в реакторах для плазменной подсветки, обычно лежит в пределах 100 – 500 кВт [1, 3]. В таких плазмотронах в качестве плазмообразующего газа используют воздух. Его температура на выходе из плазмотрона

составляет 3000 – 4000 °С. Тепловая мощность плазмотрона в расчетах может задаваться энтальпией, рассчитанной по температуре и расходу плазмообразующего газа.

Постановка задачи

На эффективность воспламенения и горения угольной пыли при плазменной подсветке пылеугольного факела большое влияние оказывает ее концентрация в аэросмеси, что отражено в многочисленных публикациях. В одних работах приводятся рациональные концентрации, полученные опытным путем, в других – представлены математические модели, позволяющие найти оптимальные концентрации угольной пыли в аэросмеси [3 – 4]. При этом в некоторых работах не различались значения концентрации угольной пыли в аэросмеси до и после ее смешения с плазмообразующим газом. При подсветке пылеугольного факела плазмотронами, концентрация пылеугольного потока до встречи с плазменным факелом равна отношению расхода угольной пыли к расходу транспортирующего воздуха:

$$\mu = \frac{G_{\text{уг}}}{G_{\text{возд}}} \text{ (кг/кг)}, \quad (1)$$

а после встречи пылеугольного потока с плазменным факелом и последующего их смешения, концентрация равна отношению расхода угольной пыли к сумме расходов транспортирующего воздуха и плазмообразующего воздуха:

$$\mu_{\text{см}} = \frac{G_{\text{уг}}}{G_{\text{возд}} + G_{\text{пл}}} \text{ (кг/кг)}. \quad (2)$$

Поэтому в дальнейшем мы будем говорить о концентрации пыли в аэросмеси и концентрации пыли в зоне смешения пылеугольного потока и плазмы. Плазмообразующий воздух, охлаждаясь, нагревает смесь до температуры, определяемой теплоемкостями воздуха и угля, их расходами и градиентами температур. Причем, температура должна быть не ниже 860 °С для выхода летучих и воспламенения аэросмеси.

Определение влияния концентрации угольной пыли на ее воспламенение при плазменной подсветке

Для определения характера и степени протекания химических реакций в процессе горения топлива использовалась программа ТЕРРА, в основу которой положен метод нахождения состава и свойств произвольных систем в приближении термодинамического равновесия.

Для вычисления теплоты сгорания угольной пыли необходимо знать энтальпию смеси угольной пыли и воздуха при данной температуре. Энтальпия смеси рассчитывается по следующей формуле:

$$I_C = I_Y \cdot \alpha + I_B \cdot \beta, \text{ (кДж/кг)}, \quad (3)$$

где I_C – энтальпия смеси: угольная пыль и воздух, кДж/кг; I_Y – энтальпия угольной пыли, кДж/кг; I_B – энтальпия воздуха, кДж/кг; α – содержание угля в аэросмеси, %; β – содержание транспортирующего угля воздуха в аэросмеси, %.

Энтальпия смеси в реакторе термохимической подготовки топлива вычисляется следующим образом:

$$I_C = I_Y \cdot \alpha_1 + I_B \cdot \beta_1 + I_{ПВ} \cdot \beta_2, \text{ (кДж/кг)},$$

где $I_{ПВ}$ – энтальпия воздуха из плазмотрона, кДж/кг; β_2 – содержание воздуха из плазмотрона, %.

Энтальпия смеси рассчитывается для каждого расхода аэросмеси, по которому определяется температура смеси до реакций горения. Полученное значение температуры используется для определения энтальпии смеси после реакций горения угля в реакторе термохимической подготовки топлива.

Анализ полученных результатов

Результаты расчетов показывают, что при мощности плазмотрона 100 кВт и концентрации угольной пыли $\mu = 0,4$ температура горения при расходе аэросмеси 35 г/с составила 1536 °С. С увеличением расхода аэросмеси температура снижается и при расходе 80 г/с снизилась до 860 °С. Дальнейшее увеличение расхода при данной мощности и концентрации угольной пыли не рационально. Увеличение мощности плазмотрона позволяет при той же концентрации работать на более высоких расходах. Так, при мощности плазмотрона 200 кВт и 300 кВт и температуре 860 °С расход аэросмеси составил 170 г/с и 250 г/с соответственно. Графики зависимости температуры в зоне смешения от концентрации угольной пыли в аэросмеси при мощностях плазмотрона 100, 200 и 300 кВт показаны на рис. 1.

При концентрации $\mu = 1$ характер зависимости температуры от расхода аэросмеси рис. 2 соответствует концентрации $\mu = 0,4$ с той разницей, что для поддержания температуры воспламенения необходимо уменьшать расход аэросмеси.

Влияние концентрации на изменение теплового эффекта горения, полученного с использованием результатов расчетов в программе ТЕРРА, показывают, что при концентрации $\mu \leq 0,2$, тепловыделения возрастают до значения 2400 кДж/кг, а при больших значениях концентрации – снижаются, как показано на рис. 3.

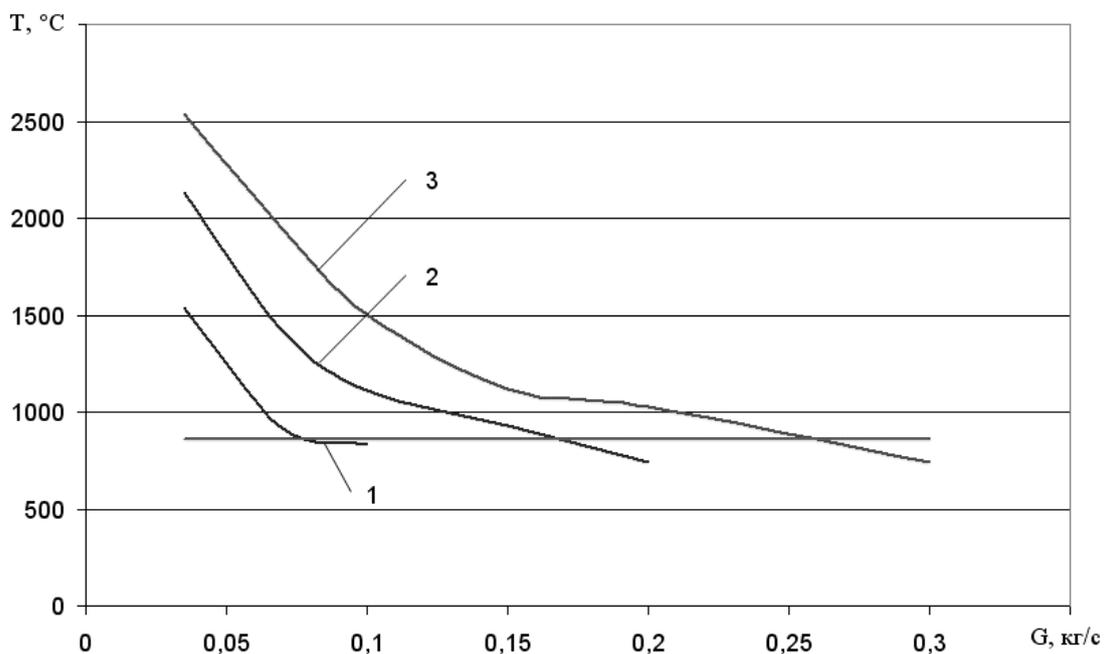


Рис. 1. Зависимость температуры в зоне смешения от расхода аэросмеси при концентрации $\mu = 0,4$. При мощностях плазмотрона: 1 – 100 кВт; 2 – 200 кВт; 3 – 300 кВт

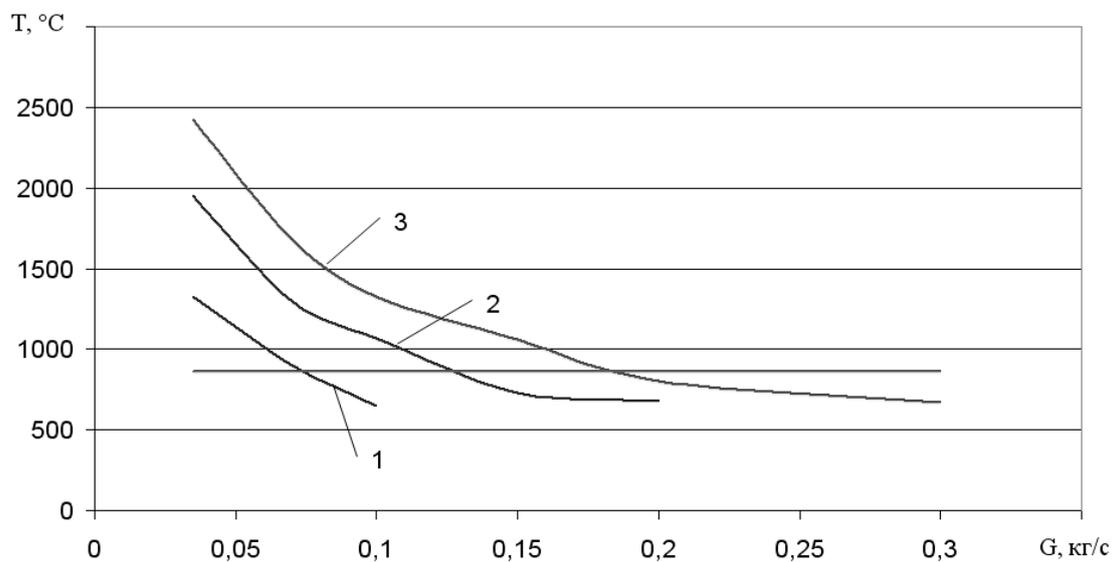


Рис. 2. Зависимость температуры в зоне смешения от расхода аэросмеси при концентрации $\mu = 1$. При мощностях плазмотрона: 1 – 100 кВт; 2 – 200 кВт; 3 – 300 кВт

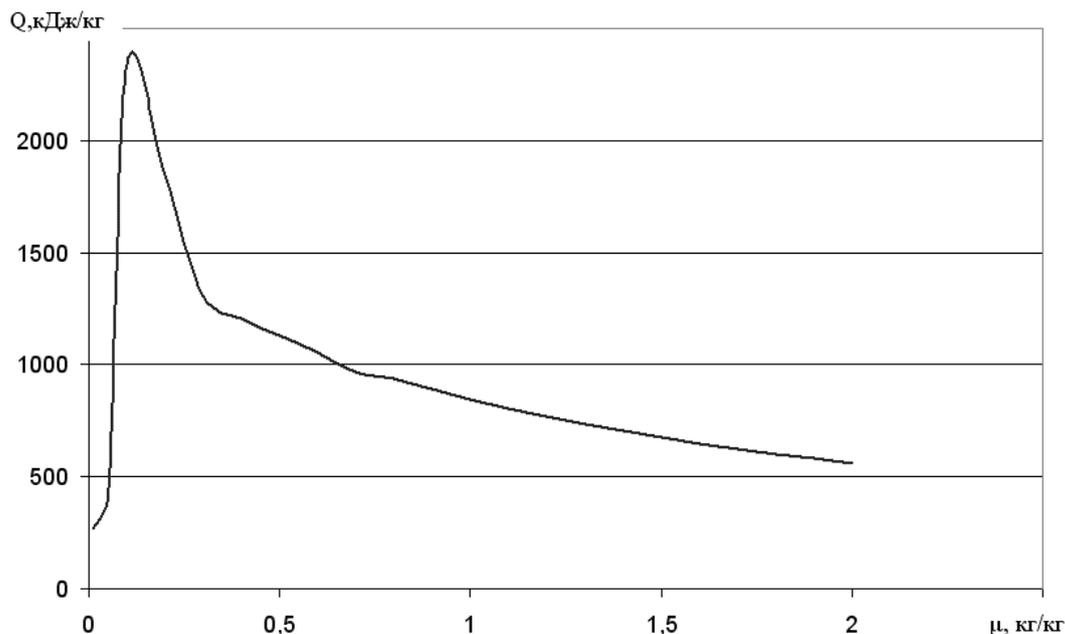


Рис. 3. Зависимость теплового эффекта от концентрации угольной пыли в аэросмеси при температуре 860 °С

Расчет энергозатрат показал, что характер изменения зависимости удельных энергозатрат от концентрации идентичен для рассматриваемых мощностей плазмотрона (рис. 4). Увеличение концентрации аэросмеси ведет к снижению удельных энергозатрат. С учетом необходимости обеспечения температуры выхода летучих и воспламенения аэросмеси (860 °С), а также рационального расхода угля, подаваемого в зону смешения с плазменной струей, концентрация аэросмеси может быть выбрана в диапазоне $\mu = 1 - 2$. Это обеспечит снижение энергозатрат при работе плазмотрона.

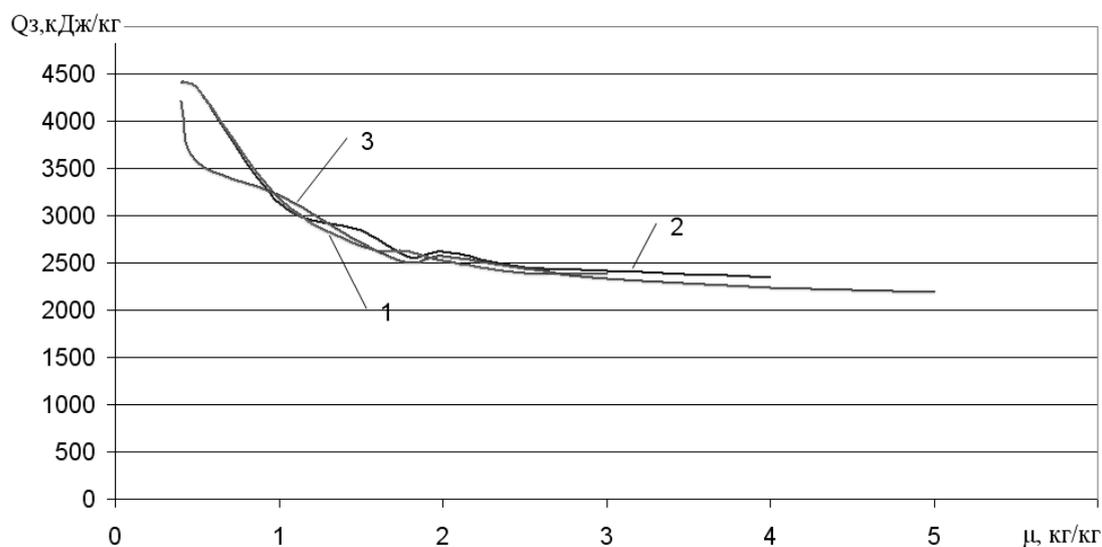


Рис. 4. Зависимость удельных энергозатрат от концентрации угольной пыли в аэросмеси при температуре 860 °С.

Выводы

Увеличение концентрации угольной пыли в аэросмеси ведет к снижению энергозатрат на воспламенение аэросмеси. Рациональная концентрация аэросмеси может быть выбрана в диапазоне $\mu = 1 - 2$.

В целом, для повышения устойчивости горения пылеугольного топлива и увеличения общего теплового эффекта от применения технологии плазмохимической подготовки топлива необходимо снижать теплоотвод из зоны горения. Это может быть достигнуто, например, при повышении концентрации угля в аэросмеси, при вводе в зону горения газов «парникового» типа, а также путем устройства вокруг реакционной зоны высокотемпературной оболочки муфельного типа.

Список литературы

1. Аскарова А. С., Карпенко Е. И., Мессерле В. Е., Устименко А. Б. Плазмохимическая активация горения и газификации угля // Сборник материалов конференции Международного симпозиума по теоретической и прикладной плазмохимии. – 2008. – С. 35–41.
2. Патент 87194, F23N 5/00. Спосіб керування плазмовим спалюванням вугільного пилу і система для його здійснення / Булат А. Ф., Волошин О. І., Фесак Г. І. і др. Опубліковано 25.06.2009 р. – Бюл. № 12, 2009.
3. Котляров О. Л., Яценко В. П. Числове дослідження плазмохімічної обробки пилу низькорекційного вугілля перед спалюванням у топці котла // Проблеми загальної енергетики : науковий збірник – 2007. – № 16. – С. 87–95.
4. Кукота Ю. П., Бондзик Д. Л., Дунаевская Н. И., Чернявский Н. В. Плазменный поджиг высокозольных антрацитов при их факельном сжигании // Промислова теплотехніка – 2004. – № 6. – С. 146–151.

Рукопись поступила 22.10.2001 г.

УДК 662.61:537.533

Емельяненко В.И. – к.т.н., ст. научн. сотр., ИГТМ им. Полякова НАНУ

Малик П.В. – ассистент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Ливитан Н.В. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Егоров А.П. – к.т.н., доцент, НМетАУ

ПЛАЗМЕННОЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЕ НИЗКОРЕАКЦИОННЫХ ВЫСОКОЗОЛЬНЫХ УГЛЕЙ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОТЛАХ

Проведен анализ способов плазменного воспламенения угольной пыли. Предложена схема многоступенчатого реактора термохимической подготовки топлива с использованием плазмотрона.

Ключевые слова: низкорреакционный уголь; плазмотрон; многоступенчатое воспламенение.

Введение

Внедрение новых технологий, направленных на повышение эффективности сжигания низкорреакционных высокозольных углей и снижение доли дорогостоящего подсветочного топлива (мазута и газа) в топливном балансе, является актуальной задачей для энергетики Украины. Одним из путей решения данной проблемы является использование технологии циркулирующего кипящего слоя, что в настоящих экономических условиях сделать крайне сложно ввиду необходимости больших капитальных затрат на строительство новых или существенную модернизацию работающих котлов [1 – 2]. Другое перспективное решение - модернизация существующих котлов с использованием технологии предварительной термохимической подготовки топлива (ТХПТ) с относительно малыми затратами и сроком окупаемости [2].

Сущность технологии ТХПТ заключается в скоростном плазменном нагреве угольной аэросмеси в закрученном потоке специального реактора, перед вводом в топку котла. При этом достигаются частичная газификация и более раннее воспламенение частиц угля. Частицы, обработанные плазмой, претерпевают изменения, как по химическому, так и по дисперсному составу, воспламеняются, и начинают выделять теплоту, которая служит инициатором горения остальных частиц.

Целью настоящей статьи является анализ схем плазменного воспламенения пылеугольной аэросмеси, выбор рациональной схемы и рекомендации по ее совершенствованию.

Схемы плазменного воспламенения угольной пыли

В настоящее время вопросом плазменного нагрева и воспламенения угольной пыли занимается ряд организаций в Украине, РФ, в США и КНР [3]. Широко известны схемы плазменно-топливных систем, разработанные Отраслевым центром плазменно-энергетических технологий РАО «ЕЭС России» при ОАО «Гусиноозерская ГРЭС». Схема реактора [4], разработанная данной организацией, является одноступенчатой, с поперечным вводом плазменной струи в поток аэросмеси, проходящий в огнеупорном муфеле. Для расчета процесса нагрева и воспламенения угольной пыли авторами предложена одномерная модель с аппроксимацией перемешивания потока аэросмеси и плазменной струи, что позволяет уменьшить расхождение расчетных и опытных данных по сравнению с более ранними моделями [5].

В работе [6] также предложена одноступенчатая схема реактора ТХПТ с разделением потока аэросмеси на две части. Поток, выходящий из плазмотрона, попадает в середину муфельной камеры. Большая часть потока аэросмеси в виде закрученного потока протекает вне муфеля, а меньшая поступает внутрь, где перемешивается и взаимодействует с плазмой. Математическая модель для указанной схемы построена в целом одномерной, а на потоковом участке – квазиодномерной, поскольку учитывает поперечный эффект постепенного турбулентного перемешивания двух параллельных потоков: высокотемпературного приосевого потока и относительно холодного потока вдоль стенки.

Институтом угольных энерготехнологий НАН Украины предложен трехступенчатый способ воспламенения угольной пыли в устройстве, состоящем из трех три цилиндров с разными диаметрами и плазмотрона [7]. Первый цилиндр, имеющий наименьший диаметр, частично входит во второй, второй – в третий. Плазмотрон расположен в торцевой части первого цилиндра. Угольная пыль подается в реактор к трем ступеням через открытые сечения первого, второго и третьего цилиндров. Плазменная обработка проходит лишь в первой ступени устройства. Во второй и третьей ступенях нагревают и воспламеняют новую порцию не загоревшейся «холодной» аэросмеси за счет тепловыделения в предыдущих ступенях. При примерно одинаковой тепловой мощности на выходе устройства, мощность плазмотрона в схеме с трехступенчатой подачей пыли в три раза меньше, чем в одноступенчатой. Однако в указанной схеме геометрические размеры цилиндров определяются не только необходимым кольцевым зазором, обеспечивающим заданный расход «холодной» аэросмеси, но и толщиной стенки, что приводит к увеличению размеров внутреннего диаметра последующих ступеней, не позволяющих выбрать рационально расход аэросмеси к данным ступеням.

В работе [8] приводится технология многоступенчатой обработки угольной пыли по схеме, аналогичной предыдущей, с той лишь разницей, что в качестве первой ступени авторы предлагают использовать не плазменную, а водородно-кислородную термохимической подготовку.

Анализ показал, что среди рекомендуемых схем плазменного воспламенения для котлов, работающих на низкорекреационных и высокозольных углях, наиболее перспективна схема многоступенчатого воспламенения угольной пыли. Предлагаемая схема приведена на рис. 1.

Для совершенствования технологии многоступенчатой обработки угольной пыли необходимо выбрать конструктивные параметры ступеней реактора для обеспечения рационального соотношения воспламенившейся и поступающей «холодной» аэросмеси в каждую ступень реактора. Соотношение мощности плазмотрона и расхода аэросмеси через первую ступень должно быть выбрано таким образом, чтобы обеспечить выход летучих и их устойчивое горение. Рабочая температура газового потока в реакторе должна находиться в пределах 800 – 1200 °С. [9] Плазмохимическая обработка аэросмеси проводится в первой ступени, а тепловыделения, полученные в результате горения аэросмеси в первой ступени служат для нагрева и воспламенения аэросмеси во второй ступени, во второй – в третьей.

В предложенной схеме оптимальный расход аэросмеси в каждую ступень может быть получен за счет выбора рационального внутреннего диаметра последующих ступеней и расстояния между ступенями.

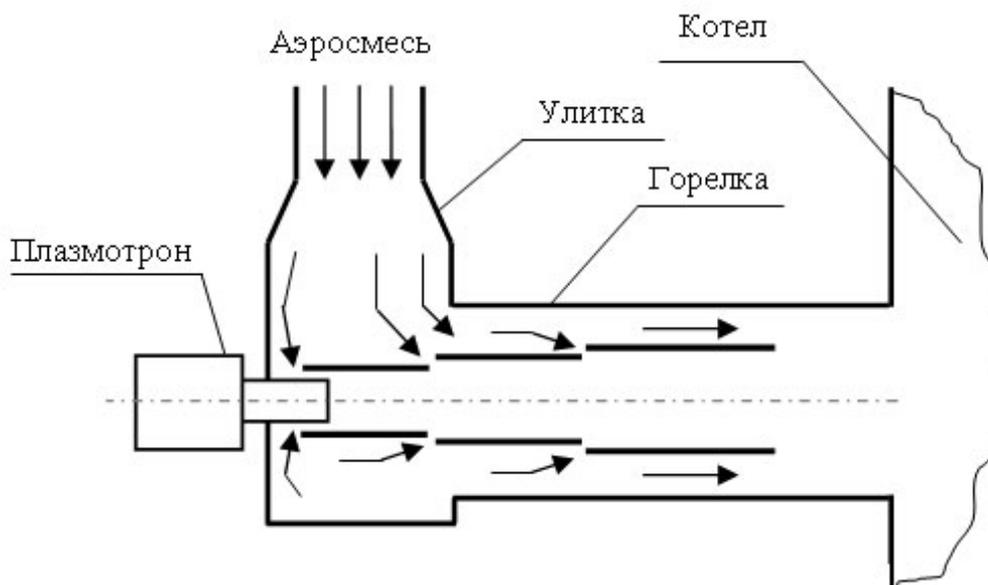


Рис. 1. Схема многоступенчатой ТХПТ с использованием плазмотрона

Выводы

Анализ технологий плазменного подогрева и воспламенения угольной смеси, а также опыт экспериментальных исследований показывает, что применение одноступенчатых схем для энергетических котлов Украины, работающих на угле АШ Донецкого бассейна, вызывает значительные трудности ввиду высокой зольности и низкого содержания летучих и требует повышения мощности плазмотрона, что, в свою очередь, ведет к увеличению удельных затрат на нагрев и воспламенение аэросмеси, снижению ресурса работы плазмотрона и, как следствие, усложнению и ухудшению работы всей схемы в целом.

В связи с этим перспективным решением проблемы сжигания низкосортных углей является разработка и внедрение многоступенчатых реакторов ТХПТ. Разработка такой технологии требует решения ряда вопросов применительно к конкретным котлам и горелкам по определению оптимального количества ступеней, геометрических размеров элементов реактора, расхода аэросмеси, подаваемой в каждую ступень, мощности плазмотрона и концентрации аэросмеси, подаваемой в реактор ТХПТ.

Список литературы

1. Борисов М. А., Корчевой Ю. П., Майстренко О. Ю. Використання технологій циркулюючого киплячого шару для спалювання відходів вуглезбагачення // Енергетика й електрифікація. – 2002. – № 1.
2. Булат А. Ф., Волошин А. И., Кудинов П. И. Технология плазменной подготовки пылеугольного топлива // Труды III российской национальной конференции по теплообмену. – М.: Издательство МЭИ. – 2002. – Т. 3. – С. 173–176.
3. Карпенко Е. И., Карпенко Ю. Е., Мессерле В. Е., Устименко А. Б. Использование плазменно-топливных систем на ТЭС России, Казахстана, Китая и Турции // Материалы V Международного симпозиума по теоретической и прикладной плазмохимии. – Плес, 2002. – Т. 1. – С. 183–186.
4. Карпенко Ю. Е., Мессерле А. В. Математическое моделирование процессов термохимической подготовки пылеугольного топлива к сжиганию в горелочных устройствах с плазменным источником // Материалы III Международного симпозиума по теоретической и прикладной плазмохимии. – Плес, 2002. – Т. 1. – С. 183–186.
5. Жуков М. Ф., Калинин Р. А., Левицкий А. А., Полак Л. С. Плазмохимическая переработка угля. – М.: Наука, 1990. – 200 с.
6. Котляров О. Л., Яценко В. П. Числове дослідження плазмохімічної обробки пилу низькорекційного вугілля перед спалюванням у

топці котла // Проблеми загальної енергетики : науковий збірник – 2007. – № 16. – С. 87–95.

7. Кукота Ю. П., Бондзик Д. Л., Дунаевская Н. И., Чернявский Н. В. Плазменный поджиг высокосольных антрацитов при их факельном сжигании // Промислова теплотехніка – 2004. – № 6. – С. 146–151.

8. Костюк В. Е., Канило П. М., Соловей В. В., Костенко К. В. Численное моделирование водородно-кислородной термохимической подготовки низкосортного угля // Проблеми машиностроения. – 2001. – Т. 13, № 1. – С. 80–88.

9. Корчевой Ю. П., Кукота Ю. П., Дунаєвська Н.І. Створення та підготовка до експериментальної експлуатації пілотних пальників енергетичного котлоагрегату для пилоподібного антрациту підвищеної зольності // Наука та інновації. – 2009. – Т. 5. – № 4. – С. 13–21.

Рукопись поступила 22.10.2001 г.

УДК 621.1.016

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

Бондарь Н.В. – старший преподаватель, ГВУЗ «КНУ»

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ КОНТАТНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ВОДЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Разработан алгоритм модели тепломассобменных процессов в контактном охладителе циркуляционной воды турбокомпрессора «труба Вентури – центробежный сепаратор». Проведены численные исследования параметров контактных охладителей циркуляционной воды. Изучалось влияние скорости воздуха в горловине трубы Вентури и расхода охлаждающей воды на показатели тепломассообмена. Определены рациональные параметры контактного охладителя циркуляционной воды. Разработан алгоритм определения диаметра горловины трубы Вентури.

Ключевые слова: циркуляционная вода; охладитель; труба Вентури – центробежный сепаратор; рациональные параметры.

Введение

Эффективность работы турбокомпрессоров и их энергозатраты существенно зависят от степени охлаждения циркуляционной воды в градирне. Применяемые в настоящее время, для этих целей, вентиляторные градирни имеют целый ряд существенных недостатков, к которым относятся: значительный унос воды в капельном виде; ее загрязнение твердыми частицами и продуктами разрушения оросителей; большая зависимость степени охлаждения воды от условий окружающей среды. Эти факторы побуждают к поиску новых, более эффективных охладителей циркуляционной воды.

Вопросы повышения эффективности охлаждения циркуляционной воды исследовались в работах Проскуракова Б.В., Бермана Л.Д., Гоголин А.А., Брусиловского И.В., Бушеля А.Р., Носова А.Я., Фарфоровского Б.С., Фарфоровского В.Б., Гладкова В.А., Арефьева Ю.И., Понамаренко В. С. [1 – 8] и других авторов. Усовершенствованию распылительных градирен посвящены работы [9 – 17]. В результате анализа существующих конструкций контактных аппаратов [18] установлено, что в качестве охладителя циркуляционной воды турбоком-

прессора наиболее эффективным является применение аппарата «труба Вентури – центробежный сепаратор-каплеуловитель».

Результаты исследования тепломассообменных процессов в охладителе циркуляционной воды «труба Вентури – центробежный сепаратор» приведены в работе [19]. В то же время требует дальнейшей проработки вопрос определения рациональных параметров таких аппаратов.

Постановка задачи

С целью исследования основных закономерностей контактного охлаждения, выбора рациональных параметров, для разработки методики расчета охладителя циркуляционной воды «труба Вентури – центробежный сепаратор», разработана модель контактного аппарата, в основу которого положена теория контактного тепломассообмена [20].

Исследовано влияние скорости воздуха в горловине смесителя и расхода воды на конечные показатели: температуру воздуха, температуру воды, влагосодержание воздуха, для охлаждения сжатого воздуха в турбокомпрессоре, а также для охлаждения циркуляционной воды.

Исследования параметров контактных охладителей

Начальные условия и расходы сред принимаются, исходя из условий работы градирни для охлаждения оборотной воды в расчете на один турбокомпрессор K500-61-1. Давление воздуха на входе в смеситель $p_{e1} = 0,98 \cdot 10^5$ Па. Расход воздуха $G_g = 100$ кг/с. Начальная температура воздуха $t_{e1} = 20$ °С, воды $t_{w1} = 36$ °С.

Проводится две серии экспериментов. В пределах каждой серии варьируется только один параметр.

В первой серии варьируется диаметр горловины смесителя d_c в пределах от 0,8 – 1,8 м. Во второй серии – расход охлаждающей воды G_g в пределах от 60 до 160 кг/с, что соответствует изменению коэффициента орошения B_n в пределах 0,6 – 1,6.

Результаты численных экспериментов приведены на рис. 1, 2.

Установлено, что наибольшее влияние на температуру воды на выходе из аппарата оказывает скорость воздуха в горловине. С увеличением скорости температура воды снижается с темпом 0,1 °С/(м/с), температура воздуха увеличивается с темпом 0,03 °С/(м/с), влагосодержание повышается с темпом в среднем 0,1 (г/кг)/(м/с).

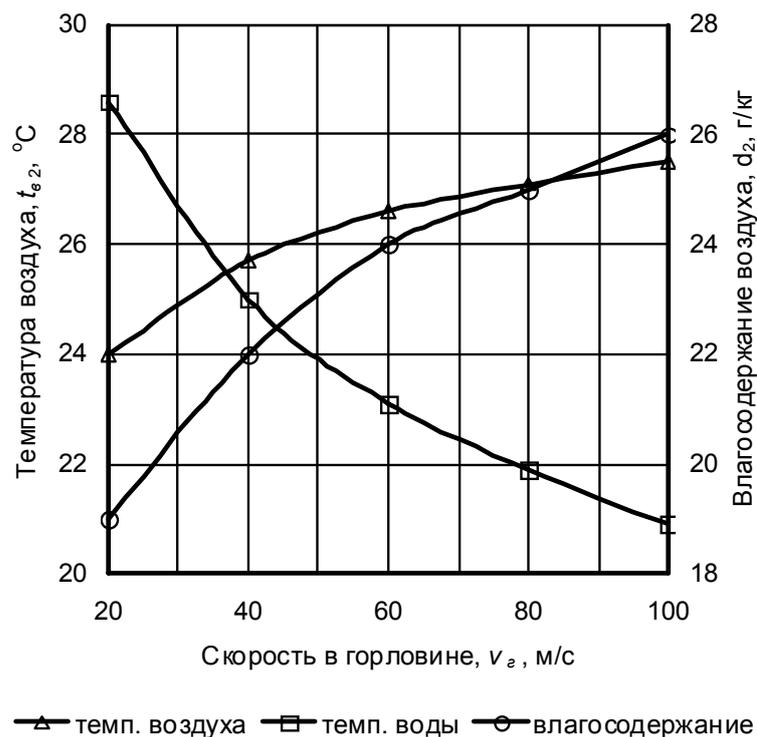


Рис. 1. Влияние скорости воздуха в горловине охладителя циркуляционной воды на показатели теплообмена ($G_w = 67$ кг/с)

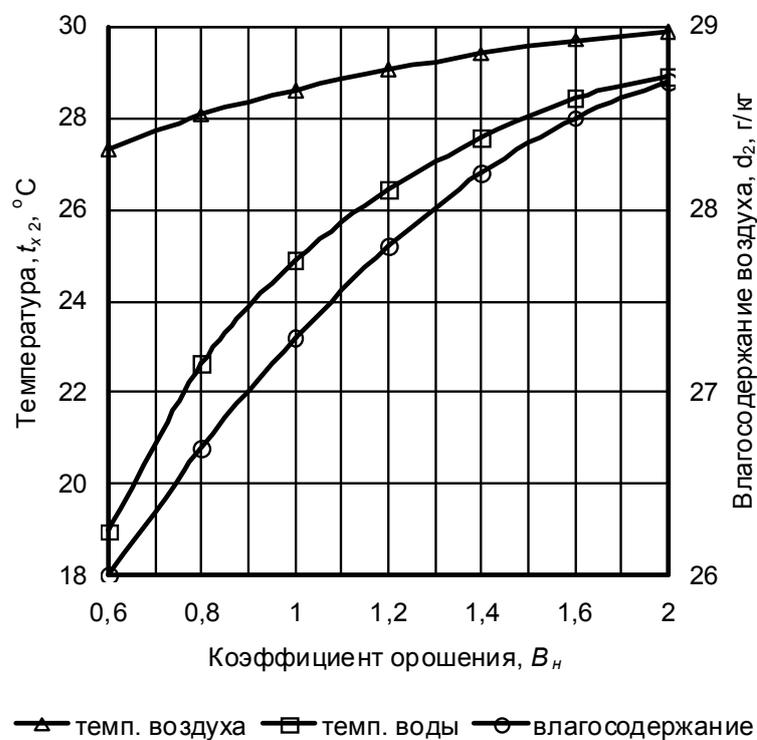


Рис. 2. Влияние расхода воды в охладителе циркуляционной воды на показатели теплообмена

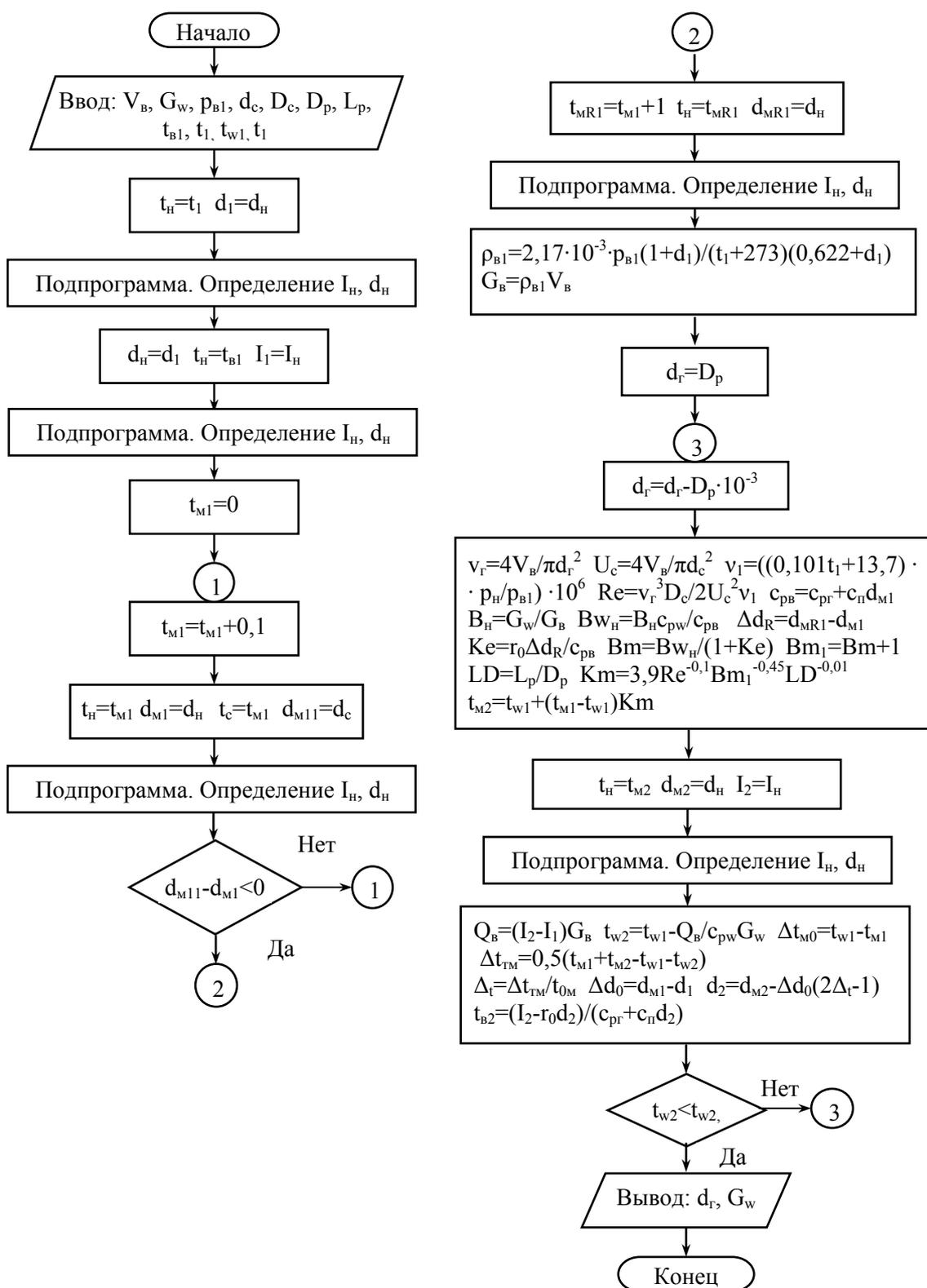


Рис. 3. Блок-схема алгоритма определения диаметра горловины контактного охладителя циркуляционной воды

Обозначения, принятые на рис. 3: B – коэффициент орошения; Bm – число подобия тепловых эквивалентов; Bw_n – отношение тепловых эквивалентов; C – средняя удельная теплоемкость; C_p – удельная изобарная теплоемкость; D – диаметр; d_r – диаметр горловины трубы Вентури; d_c – диаметр подводящего патрубка сепаратора; d – влагосодержание; G – массовый расход; I – энтальпия; Ke_v – коэффициент испарения; Km – коэффициент интенсивности тепломассообмена; L – длина; LD – параметрическое число подобия; P – давление; Q – количество теплоты; R – радиус; Re_k – комбинированное число Рейнольдса-Фруда; r_o – скрытая теплота парообразования; t – температура в $^{\circ}C$; U – относительная скорость газа; V – объем; v_r – скорость газа в горловине смесителя; Δ_d – коэффициент интенсивности массообмена; Δ_T – коэффициент интенсивности теплообмена; Δd – абсолютное влагосодержание газа; Δd_o – максимальный концентрационный напор; ΔT – температурный напор; Δt_{tm} – средний температурный напор; Δp – гидравлическое сопротивление; ν – коэффициент кинематической вязкости. *Индексы нижние:* 0 – начальное состояние; 1 – параметры на входе; 2 – параметры на выходе; w – жидкость; v – вода; $г$ – газ; k – каплеуловитель; $кр$ – критическое значение; $п$ – пар; $р$ – реактивное пространство; $с$ – сепаратор; $сл$ – пограничный слой; $н$ – насыщенный газ; $m1, m2$ – пограничный слой насыщенного и ненасыщенного газов.

Значительно влияние расхода воды. При увеличении расхода температура воды возрастает с темпом $7,5^{\circ}C/(кг/кг)$, температура воздуха увеличивается в среднем с темпом $1,6^{\circ}C/(кг/кг)$, влагосодержание возрастает с темпом $2,5 (г/кг)/(кг/кг)$.

Установлено, что диаметр горловины смесителя охладителя циркуляционной воды и расход охлаждаемой воды должны определяться, исходя из требуемой температуры воды на выходе из аппарата. Так, рациональная скорость воздуха, в горловине смесителя, исходя из охлаждения циркуляционной воды до $24 - 25^{\circ}C$, должна быть в пределах $40 - 45$ м/с, а соотношение вода-воздух – $0,9 - 1$.

Данные выводы положены в основу алгоритма определения рациональных параметров контактного охладителя циркуляционной воды, приведенного на рис. 3.

Выводы

1. Установлено, что диаметр горловины смесителя охладителя циркуляционной воды и расход охлаждаемой воды должны определяться, исходя из требуемой температуры воды на выходе из аппарата, так рациональная скорость воздуха, в горловине смесителя, исходя из охлаждения циркуляционной воды до $24 - 25^{\circ}C$, должна быть в пределах $40 - 45$ м/с, а соотношение вода-воздух – $0,9 - 1$.

2. Разработаны алгоритмы расчета рациональных диаметров горловин смесителей и расходов воды в аппаратах контактной системы охлаждения.

Список литературы

1. Проскуряков Б. В. Теория термического режима пленочной градирни / Б. В. Проскуряков // Известия НИИ гидротехники. – 1935. – Т. XVI. – С. 56 – 59.

2. Берман Л. Д. Сборник ВТИ. Исследование процессов регулирования теплопередачи и обратного охлаждения / Л. Д. Берман. – М. : ГОНТИ, 1938. – 107 с.

3. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды / Берман Л. Д. – М. : Госэнергоиздат, 1957. – 372 с.

4. Гоголин А. А. Обратное охлаждение воды в холодильных установках / Гоголин А. А. – М. : Пищепромиздат, 1940. – 342 с.

5. Брусиловский И. В. Исследование на моделях влияния элементов градирен и ветра на структуру потока перед вентилятором и его работу / И. В. Брусиловский, А. Р. Бушель, А. Я. Носов // Труды координационных совещаний по гидротехнике. – 1968. – № 44. – 178 с.

6. Фарфоровский Б. С. Охладители циркуляционной воды тепловых электростанций / Б. С. Фарфоровский, В. Б. Фарфоровский. – Л. : Энергия, 1972. – 275 с.

7. Гладков В. А. Вентиляторные градирни / В. А. Гладков, Ю. И. Арефьев, В. С. Пономаренко. – М. : Стройиздат, 1976. – 216 с.

8. Пономаренко В. С., Арефьев Ю. И. Градирни промышленных и энергетических предприятий / В. С. Пономаренко, Ю. И. Арефьев. – М. : Энергоатомиздат, 1998. – 373 с.

9. Петручик А. И. Математическое моделирование испарительного охлаждения пленок воды в градирнях / А. И. Петручик, С. П. Фисенко // Инженерно-физический журнал. – Т. 72. – № 1/99. – С. 12–16.

10. Жевжик А. В. Гидроаэродинамическое усовершенствование распылительной градирни : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / А. В. Жевжик. – Днепропетровск, 2001. – 15 с.

11. Коваль В. П. Гидроаэродинамическое совершенствование безросительной градирни / В. П. Коваль, А. В. Жевжик // Системні технології. Дослідження динаміки і оптимізація параметрів технологічних процесів : збір. наук. праць. – 1998. – № 2. – С. 23–39.

12. Коваль В. П. Малая безросительная градирня. Тепловая и аэродинамическая характеристика / В. П. Коваль, А. В. Жевжик // Си-

стемні технології. Комп'ютерна обробка експериментальних даних : збір. наук. праць. – 1998. – № 3. – С. 35–40.

13. Коваль В. П., Жевжик А. В. Жидкостно-эжекционная градирня. Математическое моделирование и эффективность / В. П. Коваль, А. В. Жевжик // Системні технології. Комп'ютерна обробка експериментальних даних : збір. наук. праць. – 1998. – № 3. – С. 41–47.

14. Коваль В. П. Аеродинамічне удосконалення проточного тракту малої вентиляторної безрошувальної градирні / В. П. Коваль, А. В. Жевжик, А. С. Рогожкін // Системні технології. Системне моделювання технологічних процесів : збір. наук. праць. – 1999. – № 6. – С. 32–39.

15. Коваль В. П. Використання енергії вітру для всмоктування повітря у бризкальну градирню / В. П. Коваль, А. В. Жевжик, Д. О. Привалов // Вісник Дніпропетровського університету. Механіка. – 1999. – № 2. – Т. 1. – С. 130–135.

16. Жевжик А. В. Рівномірність розподілу рідини в апаратах з плівковими відцентровими розпилувачами / А. В. Жевжик // Вопросы химии и химической технологии. – 2000. – № 3. – С. 49–51.

17. Hermann O. Modllbasierte prozebüberwachung am beispiel eines casverdichters / O. Hermann, J. Milek // Techn. Mess. – 1999. – № 7–8. – С. 293–300.

18. Замыцкий О. В., Выбор конструктивной схемы контактного охладителя циркуляционной воды турбокомпрессора / О. В. Замыцкий, А. Ю. Кривенко // Вестник Криворожского технического университета : сбор. науч. тр. – 2011. – № 29. – С. 278–282.

19. Замыцкий О. В. Тепломассообмен в контактном охладителе циркуляционной воды турбокомпрессора / О. В. Замыцкий // Разработка рудных месторождений. – Кривой Рог, 2004. – № 87. – С. 125–129.

20. Андреев Е. И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах / Е. И. Андреев. – Л. : Энергоатомиздат, 1985. – 192 с.

Рукопись поступила 12.10.2011 г.

УДК 662.61:66.041

Качан Ю.Г. – д.т.н., профессор, Запорожская государственная инженерная академия (ЗГИА)

Степкин В.В. – к.т.н., Национальная металлургическая академия Украины

Спекторова Ю.Б. – аспирант, ЗГИА

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

Приведен анализ существующих математических моделей нагревательных газовых печей с точки зрения пригодности их применения для конструктивной и технологической оптимизации по критерию эффективности.

Ключевые слова: нагревательная печь; математическая модель; динамические процессы; трехмерное пространство; распределение температур.

Постановка проблемы

Как известно [1], одной из первоочередных задач энергоэффективности нагревательных газовых печей является создание их адекватных математических моделей, содержащих в явном виде все энергетические характеристики и конструктивные параметры таких технологических объектов. Это позволит вычислительными методами решать такие задачи, как:

- конструктивная и технологическая оптимизация по указанному критерию эффективности;
- оценка тепловой нагрузки печи по зонам;
- распределение температурного поля внутри камеры;
- анализ изменений теплового потока в объеме печи и т.д.

Анализ научных исследований и публикаций

Рассмотрим известные математические модели указанных печей и проанализируем возможность их применения для решения сформулированных задач.

В настоящее время широко известна математическая модель нагрева массивного тела с учетом эффектов теплопроводности излучением и конвекцией [2]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}; \quad (1)$$

$$-\lambda \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} = \sigma_1 \{ [u_1(\tau)]^4 - [T(0, \tau)]^4 \} + \alpha_1 [u_1(\tau) - T(0, \tau)]; \quad (2)$$

$$\lambda \frac{\partial T(s, \tau)}{\partial x} = \sigma_2 \{ [u_2(\tau)]^4 - [T(s, \tau)]^4 \} + \alpha_2 [u_2(\tau) - T(s, \tau)]; \quad (3)$$

$$T(X, U) = T_0(X), \quad (4)$$

где $T(x, \tau)$, $U < x < s$, $U < \tau < \tau_H$ – функция, характеризующая распределение температуры по толщине нагреваемого тела в момент времени τ ; $u_1(\tau)$, $u_2(\tau)$ – функция изменения температуры в нижних (1) и верхних (2) зонах печи; a , λ – коэффициенты температуро- и теплопроводности материала соответственно; σ , α_1 и α_2 – коэффициенты лучистого и конвективного теплообмена снизу (1) и сверху (2).

Модель [1 – 4] позволяет рассчитать процесс теплообмена только внутри тел и предполагает, что все параметры внешнего теплообмена, в том числе температура греющей среды, известны. Она может быть уточнена за счет использования зависимости теплофизических свойств материала от температуры. Учесть же изменение указанных выше характеристик и параметров печи в такой модели проблематично. При решении задач оптимизации режимов нагрева по расходу топлива возникают затруднения, связанные с подбором его расхода по зонам, реализующего выбранную функцию $u(l)$. Такая задача является обратной задачей расчета внешнего теплообмена и имеет свои специфические трудности, связанные с ее некорректностью [2].

В математической модели [3] рассматривается краевая задача нестационарного теплопереноса в режимах конвекции и теплопроводности для замкнутой области. Присутствует описание температурного поля, поля скорости, поля вектора вихря. При этом проводится сравнение распределений температуры в режимах конвективного и кондуктивного теплопереноса, но параметры камеры в явном виде не учитываются: отсутствует тяга, каналы отвода продуктов сгорания и подачи воздуха. Процесс переноса теплоты описывается системой нестационарных уравнений Навье-Стокса для газовой и уравнением теплопроводности для твердой фазы с нелинейными граничными условиями.

Для определения полей течения и температур в газовой фазе в рассматриваемой модели использованы нестационарные двумерные уравнения конвекции в приближении Буссинеска. В пренебрежении вязкой диссипацией энергии уравнения неразрывности, движения и энергии в газовой фазе ($h_1 \leq y \leq h_1 + h_2$, $l_1 \leq x \leq l_1 + L$; $h_1 + h_2 \leq y \leq h_1 + h_2 + h_{ит}$, $l_1 + l_{ит} \leq x \leq l_1 + L$; $h_1 + h_2 + h_{ит} \leq y \leq h_1 + H$, $l_1 \leq x \leq l_1 + L$) представлены в виде:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0; \quad (5)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right); \quad (6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho \beta g_y (T - T_0); \quad (7)$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \quad (8)$$

а для твердой фазы ($0 \leq y \leq h_1$, $0 \leq x \leq 2l_1 + L$; $h_1 \leq y \leq h_1 + H$, $0 \leq x \leq l_1$, $l_1 + L \leq x \leq 2l_1 + L$; $h_1 + H \leq y \leq h_1 + H + h_3$, $0 \leq x \leq 2l_1 + L$ уравнением теплопроводности:

$$\rho_i C_{pi} \frac{\partial T_i}{\partial t} = \lambda_i \left(\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} \right) \text{ при } i = 1, 2, 3. \quad (9)$$

Здесь x, y – координаты декартовой системы координат; ρ_i – плотность i -ой подобласти; μ – коэффициент динамической вязкости; p – давление; β – температурный коэффициент объемного расширения; g_y – составляющая ускорения силы тяжести в проекции на ось y ; C_{pi} – удельная теплоемкость при постоянном давлении i -ой подобласти; λ_i – коэффициент теплопроводности i -ой подобласти; L – длина газовой полости по оси x ; t – время; u, v – составляющие скорости в проекции на оси x, y соответственно; T_i – температура i -ой подобласти.

В [3] используются численно-аналитические методы расчета, что является недостатком данной модели, исходя из того, что в работе [4] показаны преимущества применения инженерных методик, т.к. они дают близкую к нулевой погрешность по сравнению с численно-аналитическими. Для создания математической модели на основе последней методики потребуется к тому же значительно больше времени, чем на инженерной.

Математическая модель методической печи [5] предназначена для расчета температуры металла на ее разгрузочной стороне. Здесь зональный расход топлива определяется по формуле:

$$V_i = \frac{M_{\text{общ}i}}{Q_H^p}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (10)$$

где $M_{\text{общ}i}$ – общая тепловая мощность по зонам печи, МВт; Q_H^p – теплота сгорания топлива, МДж/м³.

Связь расхода газа с теплосодержанием металла устанавливается зависимостью:

$$B_i = \frac{i_{hi}(100G - G\delta) - i_{ki}(100G - G\delta) - Q_{\text{усв.FEi}} + Q_{5i}}{Q_H^p \eta_{\text{общ}i}}, \quad (11)$$

а теплосодержание металла в конце i -ой зоны рабочего пространства печи вычисляется по формуле:

$$i_{ki} = B_i \frac{Q_H^p \eta_{\text{общ}i}}{G(100 - \delta)} + \frac{Q_{\text{усв.FEi}}}{G(100 - \delta)} - \frac{Q_i}{G(100 - \delta)} + i_{hi}. \quad (12)$$

Здесь $\eta_{\text{общ}i}$ – коэффициент использования химической энергии топлива; G – установленная производительность печи, кг/с; δ – угар металла, %; $Q_{\text{усв.FEi}}$ – тепло, усвоенное металлом от окисления железа по зонам печи, МВт; Q_{5i} – общие потери тепла i -ой зоны рабочего пространства печи, МВт; i_{hi} – теплосодержание металла в начале i -ой зоны рабочего пространства печи, МДж/м³.

Основными вычислительными блоками последней модели являются: расчет горения топлива, расчет нагрева металла, составление теплового баланса печи, расчет внешнего теплообмена в рабочем пространстве печи. Она синтезирована на основе известных инженерных методов расчета [5, 6] и позволяет определять температуру как на поверхности заготовки, так и усредненную по зонам печи. Однако определить распределения потоков тепловой энергии здесь не представляется возможным, поскольку расчет температур производится с привязкой к виртуальным координатам зон печи, а не к реальным объемным.

Выводы

Большая часть работ по моделированию тепловой работы печи в основном связана с построением упрощенных моделей, которые только частично отражают процессы, происходящие в нагревательных печах и описывают лишь их составные части. Такие математические аналоги не дают полной, объемной картины изменения температуры и теплового потока. Обычно рассматриваются одно- или двухмерные стационарные поля. Описанию же динамических процессов в трехмерном пространстве пока не уделялось должного внимания.

Таким образом, известные модели, рассмотренные в работах [2, 3, 5], не дают картину изменения тепловых потоков и не позволяют создать более совершенные методики проектирования и управления для нагревательных газовых печей. Однако модель [5] является сейчас наиболее приемлемой для дальнейшего усовершенствования и доработки с целью получения возможности решения задач энергоэффективности.

Список литературы

1. Качан Ю. Г., Степкин В. В., Спекторова Ю. Б. О проблеме энергоэффективности нагревательных газовых печей // Вісник Східноукраїнського університету ім. Володимира Даля. – 2011. – № 11. – С. 31–34
2. Ткаченко В. Н. Математическое моделирование, идентификация и управление технологическими процессами тепловой обработки материалов [Текст] / В. Н. Ткаченко ; НАННУ, Ин-т прикладной математики и механики. – К. : Наукова думка, 2008. – 244 с.
3. Кузнецов Г. В., Шеремет М. А. Моделирование нестационарного теплопереноса в замкнутой области с локальным источником тепловыделения // Теплофизика и аэромеханика. – 2005, том 12. – № 2. – С. 305–314.
4. Пульпинский В. Б. Методы расчета нагрева металла в многозонных методических печах / В. Б. Пульпинский, А. В. Сибирь // Металлургическая теплотехника : сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск : Пороги, 2004. – С. 371–380.
5. Качан Ю. Г., Николенко А. В., Степкин В. В. Моделирование процесса нагрева металла в методической печи // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2007. – № 2. – С. 74–77.
6. Мастрюков Б. С. Теплотехнические расчеты промышленных печей / Мастрюков Б. С. – М. : Металлургия, 1972. – 368 с.
7. Мастрюков Б. С. Расчеты металлургических печей / Мастрюков Б. С. – М. : Металлургия, 1986. – 376 с.

Рукопись поступила 02.11.2011 г.

УДК 339.727

Кирилюк В.С. – к.е.н., доцент, Національна металургійна академія України (НМетАУ)

Мамон Е.М. – к.т.н., доцент, НМетАУ

ПРИНЦИПИ ФОРМУВАННЯ ЕКОЛОГІЧНО СПРЯМОВАНОЇ СТРАТЕГІЇ ПРОМИСЛОВОГО ПІДПРИЄМСТВА

У статті розглянуті напрямки удосконалення процесу розробки стратегії підприємства із урахуванням екологічних чинників.

Ключові слова: принципи формування стратегії; екологічні чинники виробництва; екологічна політика; екологозбалансована стратегія.

Постановка проблеми в загальному вигляді, зв'язок з науковим та практичним завданнями

Економічні збитки України від забруднення компонентів довкілля науковцями оцінюються щорічно у межах від 10 до 15 % ВВП. До найбільш загрозливих в екологічному відношенні об'єктів відносять підприємства добувної, металургійної, паливної, хімічної промисловостей та електроенергетики. В той же час, зазначені підприємства є опорною галуззю української економіки.

Тому ситуація, що склалася в галузі керування якістю навколишнього середовища, вимагає найшвидшого її розв'язання. Пріоритетність питання збалансованості економічної та екологічної складових розвитку знайшла своє відображення у таких документах, як: «Стратегія соціально-економічного розвитку України на період до 2015 року»; «План дій Україна – ЄС», «Концепція національної екологічної політики України на період до 2020 року» [1 – 3]. Наведені документи визначають основні принципи розвитку нашої держави, до яких відноситься принцип екологозбалансованого розвитку економіки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, виділення невирішених питань

Найважливішими принципами керування економікою якості навколишнього природного середовища, що відокремлені у роботах таких науковців, як Балацький А.Ф., Голуб О.О., Іляшенко С.М., Пахомова Н.О., Рихтер К. [4] та ін., є комплексність еколого-економічних, соціально-економічних, техніко-економічних взаємозв'язків; інтегральна оцінка і системний аналіз наслідків антропогенного впливу на

якість навколишнього природного середовища. В той же час, ринкові умови господарювання суттєво ускладнюють процес поєднання перелічених напрямків за причини їх різновекторної направленості. Отже, актуальною є проблема розробки стратегії розвитку промислового підприємства з урахуванням як економічних, так і екологічних чинників.

Мета дослідження

Метою виконаного дослідження, результати якого частково відображені у статті, є удосконалення процесу розробки стратегії промислового підприємства з огляду на пріоритетність екологічних чинників виробництва, що зростає останнім часом. Це обумовлено подальшим збільшенням обсягів промислового виробництва, а, отже, і промислових викидів.

Викладення основного матеріалу

Перехід до екологічно чистого виробництва вимагає від керівництва підприємства розробки цілеспрямованих і продуманих дій і заходів в рамках екологічної стратегії. Остання повинна визначати генеральний напрям його діяльності в екологічній сфері на довгострокову перспективу і, зрештою, забезпечити досягнення намічених екологічних цілей і задач.

Екологічна стратегія є стратегією однієї з функціональних областей підприємства і тим самим повинна органічно входити до загальної корпоративної стратегії, забезпечивши при цьому взаємодію екології з іншими функціональними сферами діяльності підприємства, сприяючи виникненню синергічного ефекту і, надаючи підприємству конкурентні переваги.

Процес формування екологічної стратегії підприємства, на нашу думку, повинен мати наступну послідовність дій:

- 1) оцінка і аналіз ключових стратегічних чинників в екологічній сфері;
- 2) визначення стратегічних альтернатив у області екології;
- 3) вибір стратегії і формулювання екологічної політики.

При виборі екологічної стратегії у обов'язковому порядку враховуються такі чинники, як: зовнішні і внутрішні екологічні шанси і ризики підприємства; загальна корпоративна стратегія; ціннісні орієнтації і переваги вищого менеджменту; наявність і можливість залучення фінансових ресурсів; підготовленість персоналу підприємства до майбутніх змін.

Вибір екологічної стратегії зумовлює формулювання відповідної екологічної політики підприємства, яка є сукупністю публічно декла-

рованих принципів і зобов'язань, пов'язаних з екологічними аспектами діяльності підприємства і забезпечуючи основу для встановлення і досягнення його власних екологічних цілей і задач. Екологічна політика виступає необхідним двигуном, що дозволяє підприємству визначати пріоритетні напрями екологічної діяльності і формулювати конкретні екологічні цілі і задачі. Тим самим екологічна політика задає рівень екологічної відповідальності і масштаб зобов'язань підприємства по відношенню до навколишнього середовища, відповідно до яких оцінюватимуться всі його подальші дії.

Екологічна політика підприємства повинна відповідати корпоративній місії, на основі якої формулюються політика, цілі і задачі в різних функціональних сферах його діяльності, зокрема екологічній сфері (рис. 1).

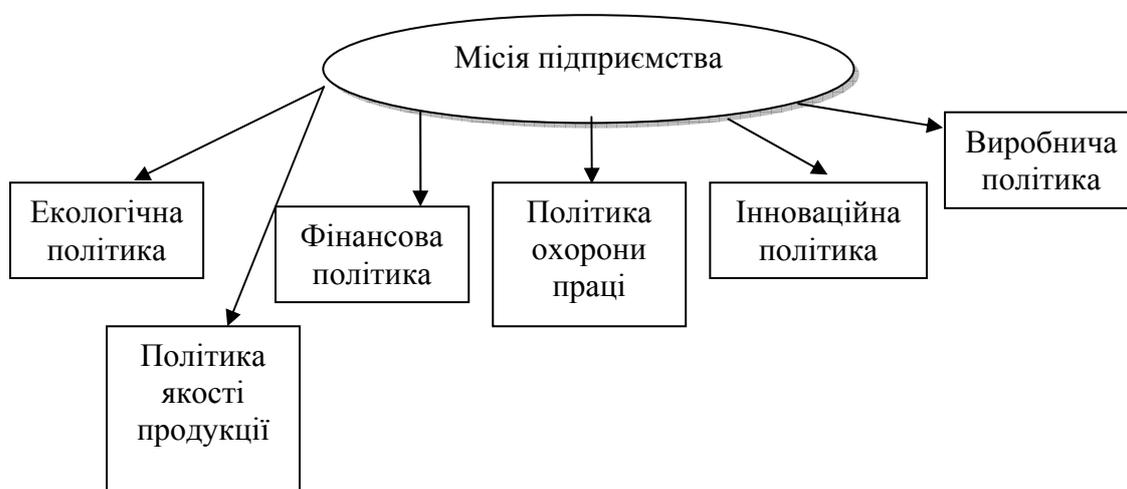


Рис. 1. Формування корпоративної політики в різних функціональних сферах діяльності підприємства

Вище керівництво підприємства повинне розуміти, що екологічна політика не є чимось сталим і незмінним. Процес практичної реалізації вимагає її коректування, доповнення і вдосконалення на основі досягнутих результатів діяльності і з урахуванням змінних ситуацій і можливостей. Крім того, екологічна політика підприємства, процедура її формулювання, затвердження керівництвом, доведення до зацікавлених сторін, внесення до неї необхідних змін повинні бути документально оформлені. Це забезпечує ясність і системність дій підприємства. В той же час, екологічна політика підприємства повинна бути доступна всім зацікавленим сторонам: працівникам підприємства, партнерам, державним органам влади і управління, інвесторам.

Таким чином, практичне упровадження екологічної стратегії і політики на підприємстві можливе за допомогою розробки і реалізації екологічних планів і програм (рис. 2).

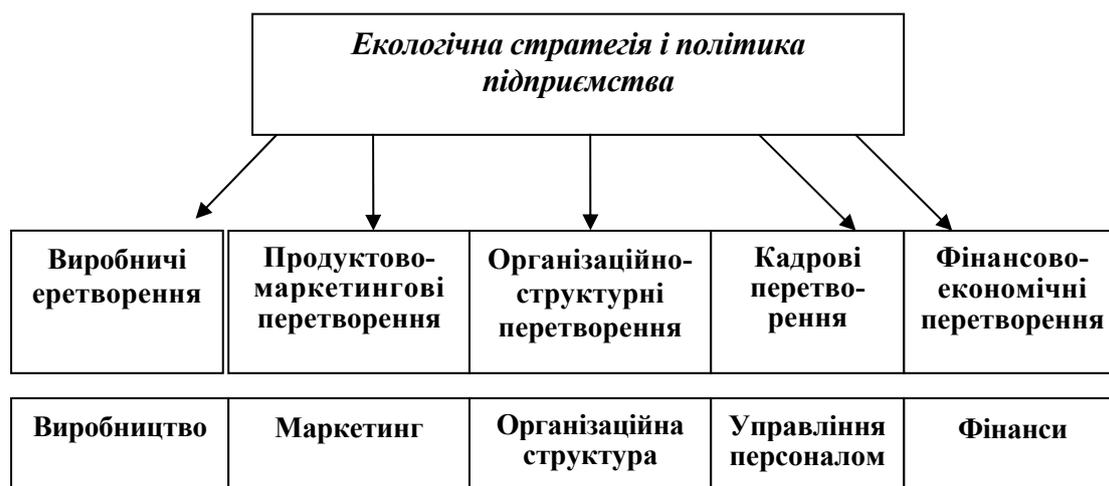


Рис. 2. Процес узгодження екологічної стратегії і політики підприємства з функціональними сферами його діяльності

Екологічні плани і програми підприємства дозволяють систематизувати всі його можливі дії і заходи, направлені на реалізацію екологічної стратегії і політики. Отже, планування екологічної діяльності підприємства починається з ідентифікації пріоритетних екологічних аспектів його діяльності, продукції або послуг.

За оцінками представників вітчизняних підприємств, розробка механізму ідентифікації законодавчих і інших екологічних вимог, що пред'являються до їх діяльності, продукції і послуг, є найскладнішою задачею. Адже на підприємствах ідентифікація зовнішніх екологічних вимог, як правило, не носить систематичного характеру, а рішення про відповідність ним діяльності підприємств, їх продукції і послуг час від часу виносяться державними контролюючими органами за наслідками інспекційних перевірок. Проте, важка, кропітка робота по виявленню екологічних вимог, що стосуються конкретного підприємства, багато в чому виправдовує себе.

Екологічні цілі підприємства є значущими напрямками його діяльності, що самостійно визначаються, здійснюються і, по можливості, кількісно і якісно ним оцінюються. Вони встановлюються відповідно до принципів і зобов'язань екологічної політики підприємства; при цьому враховуються виявлені пріоритетні екологічні аспекти його діяльності і пов'язані з ними дії на навколишнє середовище, а також законодавчі і інші нормативно-правові вимоги, що пред'являються по відношенню до них.

При формулюванні екологічних цілей підприємства вони повинні бути:

- *конкретними* – екологічна мета повинна бути пов'язана з певною областю екологічної діяльності підприємства, повинна бути досту-

пною і зрозумілою для керівництва і персоналу підприємства, зовнішніх зацікавлених сторін;

- *реально досяжними* – досягнення поставлених екологічних цілей повинне бути підтвержене наявністю необхідних фінансових, матеріальних і трудових ресурсів;

- *вимірними* – при встановленні екологічних цілей слід враховувати чинник можливості оцінки їх досягнення. Для цього необхідно розробити набір кількісних і якісних показників, що дозволяють оцінювати результати, що досягаються в рамках поставлених цілей;

- *результативними* – кожна мета повинна бути пов'язана з отриманням підприємством (зокрема, керівництвом і персоналом) певних вигод;

- *взаємозв'язаними і взаємодоповнюючими* – оскільки екологічні цілі об'єднані екологічною політикою підприємства, то реалізація кожної з них залежить від реалізації інших цілей;

- *орієнтованими в часі* – цілі встановлюються на визначений період часу, протягом якого ведеться систематичне спостереження за етапним процесом їх досягнення.

Кожна з поставлених екологічних цілей повинна давати можливість визначення конкретних задач (короткострокових, середньострокових, довгострокових) на планований період. І екологічні цілі, і екологічні задачі можуть мати загальний характер (відноситися до всього підприємства) або відноситися до конкретного об'єкту або окремого виду діяльності. В першу чергу, слід встановлювати цілі і задачі, розраховані на досягнення очевидних результатів. Вони обов'язково повинні бути узгоджені і затверджені вищим керівництвом підприємства. Їх слід періодично аналізувати і переглядати при обліку думок всіх зацікавлених сторін.

Завершальним етапом планування екологічної діяльності підприємства є розробка екологічних програм. Екологічна програма є комплексним документом, що описує процес організації конкретних заходів і дій, направлених на досягнення екологічних цілей і задач.

Опис конкретних заходів і дій в екологічних програмах доцільно об'єднувати за принципами і зобов'язаннями екологічної політики підприємства, пріоритетними екологічними аспектами його діяльності, екологічними цілями і задачами. До тексту екологічних програм також бажано включати процедури, що регламентують порядок і правила формування, твердження, контролю і коректування структури і складу програми, а також загальний порядок і правила виконання заходів і дій, включених до програми, умови взаємодії підрозділів підприємства при їх здійсненні.

Обґрунтування отриманих результатів

Використання викладених рекомендацій конкретними підприємствами, зазвичай, несе чимало труднощів, як інформаційного, так і мотиваційного характеру. Проте, зазначимо, що, наприклад, у сфері металургії добре зарекомендувала себе методика оцінки значущості екологічних аспектів по дії його продукції на навколишнє середовище за *А В С*-методом.

При цьому, до екологічних аспектів категорії *А* відносяться такі, що пов'язані з наднормативною дією на навколишнє середовище, високим ступенем екологічної небезпеки, великими екологічними витратами; до аспектів категорії *В* – пов'язані з незначним перевищенням встановлених нормативів дії, невисоким ступенем екологічної небезпеки, незначними економічними витратами; до аспектів категорії *С* – пов'язані з дією на навколишнє середовище в межах встановлених нормативів.

Висновки і перспективи подальших розробок

Таким чином, напрямки удосконалення процесу формування екологічно спрямованої стратегії промислового підприємства можна систематизувати наступним чином:

- заміна «остаточного підходу» при реалізації екологічних заходів стратегічним плануванням екологічно збалансованого розвитку підприємства;
- відокремлення екологічної політики, як функціональної;
- розробка і реалізація екологічних планів і програм у межах екологічної стратегії і політики;
- кількісна і якісна оцінки екологічних цілей підприємства.

Перелік посилань

1. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 6 серпня 2008 р. № 1072-р.
2. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 17 жовтня 2007 р. № 880-р).
3. Постанова КМУ від 05.03.1998 № 188/98-ВР.
4. Пахомова Н. В. Экологический менеджмент / Н. В. Пахомова, А. Эндерс, К. Рихтер. – Питер, 2003. – 544 с.

Рукопис надійшов 13.10.2011 р.

УДК 669.162.252

Кравец В.А. – д.т.н., профессор, Донбасская национальная академия строительства и архитектуры (ДонНАСА), г. Макеевка

Попов А.Л. – к.т.н., доцент, ДонНАСА

ВЗРЫВ БРЫЗГ ЧУГУНА ПРИ ВЫДЕЛЕНИИ МОНООКСИДА УГЛЕРОДА НА ПОВЕРХНОСТИ ГРАФИТА

Брызги чугуна при переливах взрываются вследствие выделения монооксида углерода, хотя из кинетической теории жидкости следует, что в гомогенном расплаве столь малого объёма образование пузырька газа невозможно. Показано, что существуют три фактора, делающие возможным этот процесс: снижение поверхностного натяжения металла на искривлённой поверхности пузырька; наличие твёрдых включений со сложным рельефом поверхности и плохая смачиваемость этих включений металлом. Ни один из этих факторов в отдельности не обеспечивает выделения пузырька СО, но вместе они обеспечивают высокую вероятность взрыва капель металла, диаметр которых превышает 30 мкм.

Ключевые слова: брызги чугуна; графит; взрыв капель.

Постановка задачи

Крупные брызги чугуна в полёте взрываются в результате выделения пузырька СО [1, 2]. Из условия равенства давлений в пузырьке сумме атмосферного и капиллярного давлений (с учётом внешней и внутренней поверхностей кривизны) рассчитаем минимальный размер пузырька газа:

$$r_{\min} = \frac{2\sigma}{P_{\text{СО}} - P_{\text{ат}} - \frac{4\sigma}{d_{\text{к}}}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{СО}}$ – давление выделения пузырька СО, Па; $P_{\text{ат}}$ – атмосферное давление, Па; σ – поверхностное натяжение жидкого чугуна, Н/м; r_{\min} – минимальный радиус пузырька монооксида углерода, м; $d_{\text{к}}$ – диаметр капли, м.

Давление выделения СО, по результатам экспериментальных исследований взрыва капель, составляет около $2,5 \cdot 10^7$ Па [3, 4]. Поверхностное натяжение чугуна составляет 1,35 Н/м. Расчёты показали, что для брызг диаметром более 10^{-6} м минимальный радиус пузырька практически не зависит от размера капли и составляет около $1,4 \cdot 10^{-7}$ м. Количество углерода, достаточное для образования пузырька

ка минимального размера, содержится в каплях металла диаметром более 2,5 мкм. Это, однако, не значит, что образование пузырька в столь малых каплях возможно, т.к. пузырёк должен находиться в равновесии с определённым количеством молекул СО, находящихся в расплаве. Число молекул СО, находящихся в равновесии с пузырьком минимального размера найдём по формуле [5, 6]:

$$n_{\Sigma} = \exp\left(\frac{E}{kT}\right), \quad (2)$$

где n_{Σ} – число молекул СО, находящихся в расплаве в равновесии с единичным пузырьком минимального размера; E – энергия образования новой фазы, Дж; $k=1,38 \cdot 10^{-23}$ – константа Больцмана, Дж/К; T – температура капли, К.

Из уравнения Гиббса:

$$E = \frac{1}{3} \sigma S. \quad (3)$$

Подставляя (3) в (2) и учтя, что $S = 4\pi r_{\min}^2$, получим:

$$n_{\Sigma} = \exp\left(\frac{4\pi r_{\min}^2 \sigma}{3kT}\right). \quad (4)$$

Расчёты по формуле (4) показали, что для зарождения одного пузырька в гомогенной среде требуется примерно $n_{\Sigma} = 10^{2000000}$ молекул СО, что, конечно, говорит о полной невозможности этого процесса. Тем не менее, пузырьки зарождаются, и брызги взрываются.

К факторам, которые могут облегчать процесс зарождения пузырька, относятся:

- 1) снижение поверхностного натяжения на границе раздела фаз;
- 2) наличие гетерогенных твёрдых включений;
- 3) плохая смачиваемость гетерогенных включений металлом.

Рассмотрим влияние этих факторов в условиях перелива чугуна.

Изложение материала и результаты

1. Снижение поверхностного натяжения на межфазных границах.

В бинарных системах термодинамическое соотношение имеет вид [5]:

$$a \left(\frac{d\sigma}{dP}\right)_T = v^{\sigma} - v^{\alpha} - \frac{x^{\sigma} - x^{\alpha}}{x^{\beta} - x^{\alpha}} (v^{\beta} - v^{\alpha}), \quad (5)$$

где a – мольная поверхность для жидкой фазы, м²/моль; v^{σ} – мольный объём в поверхностном слое, м³/моль; v^{α} – мольный объём в жидкой

фазе, м³/моль; v^β – мольный объём в газовой фазе, м³/моль; x^σ – концентрация компонента, образующего новую фазу, в поверхностном слое, моль/м³; x^α – концентрация компонента, образующего новую фазу, в жидкости, моль/м³; x^β – концентрация компонента, образующего новую фазу, в газовой фазе, моль/м³.

Мольный объём СО в газе намного превышает мольный объём для жидкой фазы и поверхностного слоя, т.е. $v^\beta \gg v^\alpha$ и v^σ . Учитывая малую растворимость СО в чугуне и большое пересыщение на межфазной границе, $x^\beta \approx x^\sigma \gg x^\alpha$. Считая газ идеальным, можно записать $v^\beta = \frac{RT}{P}$ и тогда уравнение (5) преобразуется к виду:

$$a \left(\frac{d\sigma}{dP} \right)_T \approx - \frac{RT}{P}. \quad (6)$$

После интегрирования и преобразования получим:

$$\sigma = \sigma_{AT} + \frac{RT}{a} \ln \frac{P_{AT}}{P_{CO}}, \quad (7)$$

где σ_{AT} – поверхностное натяжение на границе расплав – газ при атмосферном давлении, Н/м.

Мольную поверхность рассчитаем в предположении, что она представляет собой монослой атомов железа на границе раздела фаз. Тогда $a = \pi d_{Fe}^2 \cdot N_A = 1,2 \cdot 10^5$ м²/моль, где $d_{Fe} = 2,5 \cdot 10^{-10}$ м – диаметр атомов железа; $N_A = 6 \cdot 10^{23}$ – число Авогадро.

Подставляя в (7) численные значения $R = 8,314$ Дж/(моль К); $T = 1623$ К; $P_{CO} = 2,5 \cdot 10^7$ Па; $\sigma_{AT} = 1,35$ Дж/м², получаем $\sigma = 0,8$ Дж/м². Таким образом, на искривленной поверхности пузырьков существенно падает поверхностное натяжение чугуна. Это делает возможным существование пузырьков меньшего диаметра, чем рассчитанный по формуле (1).

2. Наличие гетерогенных включений, плохо смачиваемых металлом

При наличии гетерогенных включений, плохо смачиваемых металлом, зарождение новой фазы облегчается, и для плоской твёрдой поверхности количество молекул СО, находящихся в равновесии с пузырьком минимального размера, может быть подсчитано из выражения [6, 7]:

$$n_\Sigma = \exp \left(\frac{\pi r_{\min}^2 \cdot \sigma \cdot (1 + \cos \theta)}{3kT} \right), \quad (8)$$

где θ – краевой угол смачивания металлом твёрдой поверхности.

Как видно из (8), при $\theta > 90^\circ$, образование зародышей облегчается. При полной несмачиваемости, $\theta = 180^\circ$, а $\cos\theta = -1$. Тогда, теоретически, одна молекула СО находится в равновесии с зародышем новой фазы. Следует отметить, что на практике всегда $\theta < 180^\circ$.

Формула (8) описывает процесс зарождения пузырька на плоской твёрдой поверхности, однако она не учитывает, что поверхность может иметь сложный рельеф. При наличии неровностей рельефа объём сегмента пузырька уменьшается, что можно выразить введением в формулу (8) коэффициента А. Тогда формула приобретёт вид:

$$n_{\Sigma} = \exp \left(A \frac{\pi r_{\min}^2 \cdot \sigma \cdot (1 + \cos\theta)}{3kT} \right), \quad (9)$$

где А – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рельефа.

По физическому смыслу коэффициент А представляет собой отношение объёма пузырька, формирующегося на неровности рельефа гетерогенного включения, к объёму полушария, сформированного на гладкой плоскости, при равных радиусах кривизны.

Для гомогенного расплава $A = 2$ (шар), $\theta = 360^\circ$, $\cos\theta = 1$, и выражение (9) превращается в известное выражение (4). Для плоской поверхности $A = 1$ (полушарие), и выражение (9) превращается в формулу (8). В табл. 1 приведен коэффициент рельефа А.

Таблица 1.

Значения коэффициента рельефа А

Характер поверхности, на которой образуется газовая фаза	А
Гомогенный расплав	2
Твёрдая плоская поверхность	1
Уступ	0,5
Угол	0,25
Поры, глубина которых превышает радиус пузырька минимального размера	Менее 0,25

Подставляя в (9) выражение (7), получим общую зависимость описывающую количество молекул, находящихся в равновесии с пузырьком СО минимального размера:

$$n_{\Sigma} = \exp \left(A \frac{\pi r_{\min}^2 \cdot \left(\sigma_{AT} + \frac{RT}{a} \ln \frac{P_{AT}}{P_{CO}} \right) \cdot (1 + \cos\theta)}{3kT} \right). \quad (10)$$

В табл. 2 приведены результаты расчёта по выражению (10). Как видно из таблицы, необходимое число молекул уменьшается при наличии в расплаве плохо смачиваемых включений со сложным рельефом, что делает возможным взрыв капли. Оценим объём металла для образования пузырька минимального размера:

$$V_m = \frac{M_C \cdot n_\Sigma}{[C] \rho N_A} \cdot 100\%, \quad (11)$$

где V_m – объём металла, в котором число атомов углерода достаточно для образования одного пузырька CO , m^3 ; $M_C = 12 \cdot 10^{-3}$ – масса одного моля углерода, кг (предполагая, что углерод в расплаве в одноатомном состоянии); $N_A = 6 \cdot 10^{23}$ – число Авогадро; $\rho = 6500$ – плотность расплава чугуна, $кг/м^3$; $[C] = 4$ – среднее содержание углерода в чугуне, % по массе.

Таблица 2.

Число молекул углерода n_Σ в расплаве, находящихся в равновесии с пузырьком газа минимального размера

A	Краевой угол смачивания, θ , град.						
	$0^\circ (360^\circ)$	90°	120°	150°	170°	175	180
2	10^{500000}	–	–	–	–	–	–
1	10^{260000}	10^{130000}	10^{65000}	10^{17500}	10^{2000}	10^{500}	1
0,5	10^{130000}	10^{65000}	10^{32500}	10^{8700}	10^{1000}	10^{250}	1
0,25	10^{65000}	10^{32600}	10^{16300}	10^{4350}	10^{500}	10^{125}	1
0,1	10^{26000}	10^{13000}	10^{6500}	10^{1740}	10^{200}	10^{50}	1
0,01	10^{2600}	10^{1300}	10^{650}	10^{174}	10^{20}	10^5	1
0,001	10^{260}	10^{130}	10^{65}	10^{17}	100	3	1
$5 \cdot 10^{-4}$	10^{130}	10^{65}	10^{33}	10^9	1	1	1

Отсюда, учитывая, что $V_m = \frac{\pi}{6} d_k^3$, получим:

$$d_k = 3 \sqrt{\frac{6 \cdot M_C \cdot n_\Sigma \cdot 100\%}{\pi [C] \rho N_A}}. \quad (12)$$

В табл. 3 показаны результаты расчёта по формуле (12) диаметра капли металла, обеспечивающего зарождение пузырька газа с учётом влияния смачиваемости и рельефа гетерогенной поверхности. Из табл. 3 видно, что наличие на поверхности плохо смачиваемых включений неровностей рельефа (пор, узких щелей и т.д.) делает реальным процесс взрыва брызг диаметром более 50 мкм при краевых углах смачивания более 150 градусов. Это хорошо согласуется с экспериментальными данными, согласно которым капли начинают взрываться при диаметре более 30 мкм, причём, вероятность взрыва тем выше, чем больше диаметр капли [1, 2].

Таблица 3.

Диаметр капли металла d_k , (в метрах), обеспечивающего образование пузырька газа в зависимости от краевого угла смачивания и коэффициента рельефа A для твёрдой гетерогенной поверхности

A	Краевой угол смачивания, θ^0						
	0 (360)	90	120	150	170	175	180
2	$5 \cdot 10^{170000}$	–	–	–	–	–	–
1	$5 \cdot 10^{86700}$	$5 \cdot 10^{43300}$	$5 \cdot 10^{21700}$	$5 \cdot 10^{6000}$	$5 \cdot 10^{660}$	$5 \cdot 10^{160}$	$5 \cdot 10^{-10}$
0,5	$5 \cdot 10^{43300}$	$5 \cdot 10^{21700}$	$5 \cdot 10^{10800}$	$5 \cdot 10^{2900}$	$5 \cdot 10^{320}$	$5 \cdot 10^{73}$	$5 \cdot 10^{-10}$
0,25	$5 \cdot 10^{21600}$	$5 \cdot 10^{10900}$	$5 \cdot 10^{5400}$	$5 \cdot 10^{1440}$	$5 \cdot 10^{160}$	$5 \cdot 10^{35}$	$5 \cdot 10^{-10}$
0,1	$5 \cdot 10^{8600}$	$5 \cdot 10^{4300}$	$5 \cdot 10^{2160}$	$5 \cdot 10^{570}$	$5 \cdot 10^{57}$	$5 \cdot 10^7$	$5 \cdot 10^{-10}$
0,01	$5 \cdot 10^{856}$	$5 \cdot 10^{423}$	$5 \cdot 10^{206}$	$5 \cdot 10^{48}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-8}$	$5 \cdot 10^{-10}$
0,001	$5 \cdot 10^{77}$	$5 \cdot 10^{33}$	$5 \cdot 10^{12}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-9}$	$5 \cdot 10^{-10}$	$5 \cdot 10^{-10}$

Передельный чугун содержит гетерогенную примесь, которая плохо смачивается расплавом – это графит. По данным [8], краевой угол смачивания графита чистым насыщенным железоуглеродистым расплавом составляет более 142° при температуре 1600°C . В реальных условиях сильное влияние на поверхностные свойства чугуна оказывает химический состав. В работе [9] показано, что наличие углерода, серы, кислорода, азота и фосфора, а также примеси цветных металлов, например, меди или ванадия, сильно увеличивают θ , что облегчает зарождение пузырька монооксида углерода. Это согласуется с практическими наблюдениями, согласно которым интенсивность выделения бурого дыма возрастает при переливе ванадийсодержащего чугуна или чугуна со значительным содержанием серы. Таким образом, наличие графита в расплаве делает возможным образование пузырька CO и взрыв капли.

Найдём объём металла, приходящийся на одну частичку графита. Масса графита, выделяющегося из расплава при охлаждении, может быть определена по уравнению [10]:

$$[C] = k_1 + k_2 T_m - k_3 [Si], \quad (13)$$

где $[C]$ – максимальное содержание углерода в расплаве, % по массе; $k_1 = 1,27\%$; $k_2 = 2,57 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/\text{K}$; $k_3 = 0,34$ – эмпирические коэффициенты; T_m – температура металла, K; $[Si]$ – содержание кремния в расплаве, % по массе.

На пути от доменной печи до сталеплавильного агрегата чугун охлаждается примерно на $50 - 100^\circ\text{C}$. Кремний при этом практически не выделяется из расплава, т.к. реальные концентрации $[Si]$ далеки от равновесной концентрации, поэтому его содержание можно считать постоянной величиной.

Тогда количество графита, выделившегося из 1 м^3 расплава, составит:

$$m_{\text{гр}} = \rho \cdot k_2 \cdot \Delta T \cdot 10^{-5}, \quad (14)$$

где $m_{\text{гр}}$ – масса графита, кг; $\rho = 6500$ – плотность жидкого чугуна, кг/м³; ΔT – снижение температуры чугуна, К.

Число частиц графита N в 1 м³ расплава составит:

$$N = \frac{6m_{\text{гр}}}{\pi d_{\text{гр}}^3 \rho_{\text{гр}}}, \quad (15)$$

где $d_{\text{гр}}$ – эквивалентный (с учётом плоской формы) диаметр частиц графита, м; $\rho_{\text{гр}}$ – плотность графита, кг/м³.

Рассчитанное по выражению (14) количество выделившегося графита на 1 м³ расплава составит $m_{\text{гр}} = 9 \div 18$ кг. Вероятный продольный размер пластин графита в расплаве составляет около $a = 7,5 \cdot 10^{-6}$ м при толщине около $b = 2 \cdot 10^{-6}$ м [10]. Эквивалентный диа-

метр частицы составляет $d_{\text{гр.экв}} = \sqrt[3]{\frac{3a^2b}{2}} = 5,5 \cdot 10^{-6}$ м.

Объём металла, приходящийся на одну частичку графита, определим из выражения:

$$\frac{\pi d_{\text{мин}}^3}{6} = \frac{1}{N} = \frac{\pi d_{\text{гр.экв}}^3 \cdot \rho_{\text{гр}}}{6m_{\text{гр}}}. \quad (16)$$

Из выражения (16) найдём минимальный размер капли чугуна, в которой может зародиться пузырёк СО (при наличии частички графита). Подставив численные значения $d_{\text{гр.экв}} = 5,5 \cdot 10^{-6}$ м; $\rho_{\text{гр}} = 2200$ кг/м³; $m_{\text{гр}} = 9 \div 18$ кг; получим $d_{\text{мин}} = 2,7 \cdot 10^{-5} - 3,4 \cdot 10^{-5}$ м при среднем диаметре около 30 мкм.

Выводы

1. Из практики известно, что брызги чугуна при переливах взрываются вследствие выделения монооксида углерода, хотя из кинетической теории жидкости следует, что в гомогенном расплаве столь малого объёма образование пузырька газа невозможно.

2. Существуют три фактора, делающие возможным этот процесс:
– снижение поверхностного натяжения металла на искривлённой поверхности пузырька;

– наличие твёрдых включений со сложным рельефом поверхности;

– плохая смачиваемость этих включений металлом.

3. Ни один из этих факторов в отдельности не обеспечивает выделения пузырька СО, но вместе они обеспечивают высокую вероятность взрыва капель металла, диаметр которых превышает 30 мкм.

Список литературы.

1. Кравец В. А. Механизм образования бурого дыма при переливах чугуна / Кравец В. А., Темнохун В. А., Саржевский В. Н. // Труды ДонГТУ. Металлургия. – 1999. – Выпуск 14. – С. 9–15.
2. Кравец В. А. Подавление бурого дыма при переливах чугуна. Монография / Кравец В. А. – Донецк : УкрНТЭК, 2002. – 186 с.
3. Казаков А. А. Разработка методов управления процессом окисления углерода, повышающих эффективность сталеплавильного производства : дисс. д.т.н. : 05.16.02 / Казаков Алексей Алексеевич. – Донецк, ДонНИИЧермет. – 1986. – 265 с.
4. Баптизманский В. И. Физико-химические основы кислородно-конвертерного процесса / Баптизманский В. И., Охотский В. Б. – К.–Донецк : Вища школа, 1981. –184 с.
5. Русанов А. И. Фазовые равновесия и поверхностные явления / Русанов А. И. – Л. : Химия, 1967. –388 с.
6. Hiwaman C. Thermodynamic and kinetic aspects of fat crystallization / Hiwaman C., Starov V.M., Stapley A.G.F. // J. Advances in colloid and interfase science. – 2006. – V. 122. – P. 3–33.
7. Aqualiano D. Crystallization processes in fats and lipid systems / Aqualiano D., Sgualdino G. In: Sato K., Garti N., editors. – New York : Dekker, 2001. – p. 1.
8. Ниженко В. И. Смачивание графита сплавами на основе железа / Ниженко В. И., Флока Л. И. // Смачиваемость и поверхностные свойства расплава и твёрдых тел. – К. : Наукова думка. – 1972. – С. 93–95.
9. Шестобитов М. А. Влияние состава передельного чугуна на смачивание частиц графитовой спели / Шестобитов М. А., Зверева Н. Н., Губчевский П. В., Буданов Б. А. // Смачиваемость и поверхностные свойства расплава и твёрдых тел. – К. : Наукова думка. – 1972. – С. 247–249.
10. Слепушова Л. И. Факторы, влияющие на переход углерода в чугун / Слепушова Л. И. // Сталь. – 1958. – № 4. – С. 298–300.

Рукопись поступила 15.09.2011 г.

УДК 621.793.224:681.536.5

Радченко Ю.Н. – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Сапов В.Ф. – к.т.н., доцент, НМетАУ

Шибакинский В.И. – к.т.н., доцент, НМетАУ

НОВАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ТЕПЛОВЫМ РЕЖИМОМ РЕКУПЕРАТИВНЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ КОЛОДЦЕВ С ОТОПЛЕНИЕМ ИЗ ЦЕНТРА ПОДА

Разработана система автоматического управления (САУ) тепловым режимом нагревательного колодца, которая обеспечивает заданное качество сжигания топлива при изменяющихся утечках воздуха в керамических рекуператорах.

Ключевые слова: регулирование температуры; расход воздуха; соотношение «газ-воздух»; датчик кислорода.

Введение

До сих пор рекуперативные нагревательные колодцы с отоплением из центра пода составляют 25...30 % от общего парка нагревательных колодцев, которые используются для нагрева слитков перед прокаткой на обжимных станах металлургических предприятий Украины.

Нагрев слитков в нагревательных колодцах, как правило, состоит из двух периодов: 1-й период – подъем температуры в ячейке при постоянном расходе топлива (тепловой мощности); 2-й период – выдержка слитков при постоянной контрольной температуре в колодце.

Для управления нагревом используются локальные автоматизированные системы регулирования (АСР) температуры и соотношения «газ-воздух». Управляющим воздействием для этих систем являются, соответственно, изменение расхода газа и изменение расхода воздуха [1].

Постановка задачи

Основным недостатком колодцев с отоплением из центра пода является неконтролируемая утечка воздуха в керамических рекуператорах на дымовую сторону. Вследствие этого типовая АСР соотношения «газ-воздух» не в состоянии обеспечить необходимое качество

сжигания топлива. Объясняется это тем, что в системе регулирования используются данные о расходе воздуха, подаваемого на вход в рекуператор. В то время как количество воздуха, фактически поступающее к горелке, является неизвестным из-за утечек в рекуператоре.

В производственных условиях качество сжигания газа достаточно субъективно настраивается нагревателем металла по некоторым признакам (внешний вид пламени, скорость роста температуры в ячейке) и зависит, таким образом, от квалификации работника. Обычно эта процедура осуществляется путём изменения расхода газа в ручном режиме так, чтобы обеспечить максимально быстрый рост температуры в колодце при имеющейся подаче воздуха. Ошибки в настройке соотношения «газ-воздух» повышают удельный расход топлива на нагрев металла.

В работе [2] для улучшения качества сжигания газа в АСР соотношения «газ-воздух» используется автоматическая коррекция коэффициента расхода воздуха по содержанию кислорода в отходящих продуктах сгорания. Эта система дает эффект при наличии запаса в количестве воздуха, который может быть подан в горелочное устройство дутьевыми средствами и не в состоянии работать, когда потери воздуха по тракту этот запас нивелируют.

В [3] для регулирования тепловым режимом колодец дополнительно к типовым АСР оснащен АСР регулирования качеством сжигания топлива по содержанию кислорода в продуктах сгорания, отбираемых из наднасадочного пространства рекуператора.

В первый период нагрева слитков АСР температуры и АСР соотношения «газ-воздух» обеспечивают, соответственно, максимальную подачу газа и воздуха. После чего, при зафиксированном максимально возможном расходе воздуха, АСР процентного содержания кислорода, воздействуя на дополнительный регулирующий орган на газопроводе, обеспечивает подачу газа в соответствии с заданным процентным содержанием кислорода в отходящих продуктах сгорания. Таким образом, подача газа производится в соответствии с неизвестной максимальной подачей воздуха в горелочное устройство.

Во второй период нагрева, в условиях постепенного снижения расхода воздуха против максимального, работают только типовые АСР температуры и соотношения «газ-воздух».

Недостатком такой схемы управления тепловым режимом колодца является наличие дополнительной АСР процентного содержания кислорода и необходимость оснащения колодца дополнительным регулирующим органом расхода газа.

процентного содержания кислорода воздействует на регулирующий орган 3и, установленный на газопроводе, и изменяет расход газа, поступающего в горелку таким образом, чтобы в продуктах сгорания поддерживалось заданное содержание кислорода. В результате обеспечивается заданный коэффициент расхода воздуха. После достижения заданной температуры в ячейке, ее значение стабилизируется соответствующим снижением расходов воздуха и газа при соблюдении заданного процентного содержания кислорода в отходящих продуктах сгорания.

Выводы

1. В рекуперативных нагревательных колодцах с отоплением из центра пода типовая АСР соотношения «газ-воздух» не обеспечивает требуемого качества сжигания топлива из-за неконтролируемых утечек воздуха в керамических рекуператорах.

2. Качественное регулирование сжигания топлива с автоматическим учетом изменения утечек воздуха в рекуператорах в течение кампании колодца может быть реализовано сочетанием регулирования температуры путем изменения расхода воздуха, при регулировании расхода газа по процентному содержанию кислорода в продуктах сгорания.

Список литературы

1. Беленький А. М. Автоматическое управление металлургическими процессами / А. М. Беленький, В. Ф. Бердышев, О. М. Блинов, В. Ю. Каганов. – М. : Металлургия, 1989. – 384 с.

2. Обозан В. Я. Повышение эффективности горения топлива при непрерывном контроле содержания кислорода в дымовых газах / В. Я. Обозан, И. И. Просветов, И. Б. Затопляева, В. А. Ткаченко // Металлургическая теплотехника : сб. научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск : Пороги, 2005. – Книга 2. – С. 420–425.

3. Радченко Ю.Н. Управление качеством сжигания топлива в рекуперативных колодцах с отоплением из центра пода / Ю. Н. Радченко, В. Ф. Сапов, В. И. Шibaкинский, В. И. Иванов // Металлургическая теплотехника : сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск : Новая идеология, 2008. – С. 242–246.

Рукопись поступила 01.09.2011 г.

УДК 621.783.24:621.1.016.4:669.045

Ревун М.П. – д.т.н., профессор, Запорожская государственная инженерная академия (ЗГИА)

Каюков Ю.Н. – ассистент, ЗГИА

Чепрасов А.И. – к.т.н., профессор, ЗГИА

Иванов В.И. – старший преподаватель, ЗГИА

Радченко Ю.Н. – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ФАКЕЛА НА КАЧЕСТВО НАГРЕВА ЗАГОТОВОК ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ОТОПЛЕНИЯ ПЛАМЕННОЙ ПЕЧИ КАМЕРНОГО ТИПА

Выполнены численные исследования влияния длины факела на качественные показатели нагрева стальных заготовок в камерной печи с односторонним боковым отоплением. Установлено, что высокая равномерность нагрева заготовок достигается при сжигании топлива в факеле, полная длина которого сопоставима с шириной рабочего объема данной печи, а также при реализации в период выдержки импульсного режима отопления.

Ключевые слова: камерная нагревательная печь; длина факела; качество нагрева; теплоусвоение; импульсный режим отопления.

Введение

Для нагрева стальных заготовок перед ковкой на ОАО «Электрометаллургический завод «Днепроспецсталь» применяют пламенные печи камерного типа с площадью пода 29 м². Печи отапливаются природным газом, сжигаемым в восьми двухпроводных горелках, расположенных на одной торцевой стенке камеры в два ряда по ее высоте: верхний ряд образуют горелки типа ГНП-5, нижний ряд – горелки типа ГНП-3. Все горелки объединены в одну зону регулирования температуры по показаниям термоэлектрического термометра, установленного в подвесном своде печи. Воздух, подаваемый на горение топлива, подогревают в петлевом рекуператоре, установленном в дымовом борове. Продукты сгорания удаляют через окна, равномерно расположенные вдоль боковых стен печи. Заготовки загружают на подовые подставки и располагают в направлении движения греющей среды.

Постановка задачи

Целью данной работы является исследование влияния параметров факела на основные характеристики нагрева стальных заготовок в рабочем объеме печи камерного типа, а также режимов ее отопления на равномерность нагрева заготовок и их теплоусвоение.

Относительную длину пути подсоса факела рассчитывали с использованием соотношения:

$$L_n = \frac{l_n}{b}, \quad (1)$$

где l_n – длина пути подсоса факела, где степень выгорания топлива, согласно работе [1], составляет 0,85; $l_n \approx 0,7 \cdot l_\phi$; l_ϕ – длина факела от выхода из горелки до поперечного сечения на его оси, где величина среднего химического недожога топлива составляет 2 %; b – геометрический размер рабочей камеры печи в направлении развития факела.

Для количественной оценки влияния относительной длины пути подсоса факела на интенсивность процесса нагрева в рабочем объеме печи использовали относительное теплоусвоение садки стальных заготовок Q в период подъема температуры:

$$Q = \frac{Q_\phi}{Q_{max}}, \quad (2)$$

где Q_ϕ – суммарное теплоусвоение нагреваемых заготовок для факела определенной длины; Q_{max} – максимальное (в интервале изменений относительной длины подсоса факела L_n) суммарное теплоусвоение заготовок.

Как показывает анализ изменения величины Q (рис. 1), в исследованном интервале значений параметра L_n максимальной величиной теплоотдачи характеризуется факел при $L_n = 0,1$. При увеличении значения параметра факела $L_n =$ до 0,5 зафиксировано незначительное снижение теплоусвоения заготовок Q , что связано с расширением зоны интенсивного выгорания топлива и уменьшением температурного напора между факелом и поверхностью нагреваемой заготовки. При $L_n > 0,5$ длина факела превышает размеры рабочей камеры печи, что сопровождается существенным снижением уровня теплоусвоения и появлением химического недожога топлива.

Кроме того, установлено, что при изменении параметра L_n происходит смещение высокотемпературной зоны греющей среды относительно печного термоэлектрического термометра (рис. 1). Так, при $L_n = 0,1 \dots 0,4$ наблюдается некоторое уменьшение, а затем при $L_n = 0,4 \dots 0,5$ некоторое увеличение значения параметра τ_n . Последующее увеличение параметра L_n приводит к снижению теплоотдачи в рабочем объеме печи, в том числе, к тепловоспринимающей поверх-

ности печного термодатчика, а также значительному росту длительности периода подъема температуры в печи.

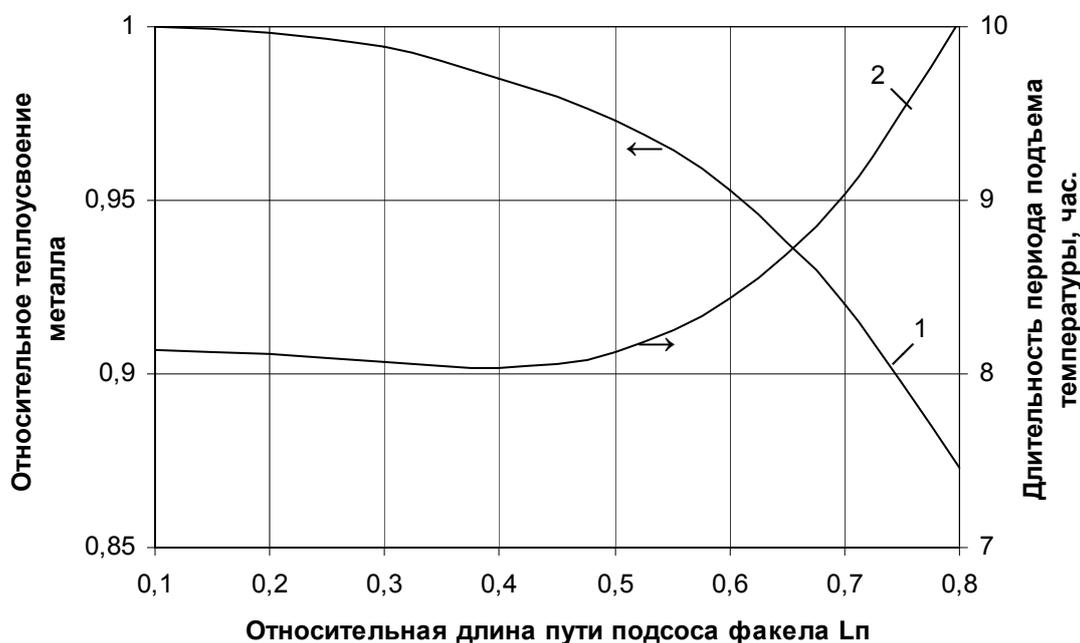


Рис. 1. Относительное теплоусвоение металла и длительность периода подъема температуры печи при изменении относительной длины подсоса факела:
 1 – относительное теплоусвоение металла;
 2 – длительность периода подъема температуры печи

Распределение температуры греющей среды $t_{гс}$ и относительной плотности осевого лучистого результирующего теплового потока $\bar{q}_{отн}$ в рабочем объеме печи, разделенном по ширине на пять зон (1 – 5), представлено в табл. 1.

Таблица 1.

Температура греющей среды и относительная плотность осевого лучистого результирующего теплового потока в рабочем объеме нагревательной печи

Параметр L_n , м	Температура $t_{гс}$, °С					Параметр $\bar{q}_{отн}$ *			
	номер газовой зоны					граница между зонами			
	1	2	3	4	5	1-2	2-3	3-4	4-5
0,1	1409	1221	1168	1140	1123	2,42	2,62	2,05	1,29
0,2	1350	1253	1173	1141	1123	1,35	2,44	2,02	1,28
0,3	1218	1307	1189	1143	1123	-0,55	1,81	1,89	1,24
0,4	1092	1314	1219	1152	1126	-1,68	0,69	1,58	1,18
0,5	990	1287	1246	1174	1137	-2,28	-1,33	0,98	1,03
0,6	911	1249	1261	1201	1158	-2,65	-1,60	1,08	0,77
0,7	850	1209	1265	1226	1183	-2,99	-2,55	-0,70	0,39
0,8	805	1174	1262	1244	1206	-3,44	-3,53	-1,65	-0,074

Примечание: * «+», «-» – направление вектора параметра $\bar{q}_{отн}$ в сторону развития факела и горелки соответственно.

Расчеты позволили установить (табл. 1), что для факелов максимальной длины осевые результирующие тепловые потоки ориентированы к горелочным устройствам, а для факелов минимальной длины – в сторону развития факела. При значении параметра $L_n = 0,3 \dots 0,7$ осевые результирующие тепловые потоки направлены в противоположные стороны от сечения, в котором температура греющей среды достигает своего максимального значения, при этом их наиболее равномерное распределение имеет место для факела с $L_n = 0,4 \dots 0,5$.

Для качественной характеристики влияния длины факела на условия нагрева заготовок в рабочем объеме печи использовали критерий неравномерности распределения тепловых потоков K_q :

$$K_q = \frac{q_{max}}{q_{cp}}, \quad (3)$$

где q_{max} , q_{cp} – соответственно максимальная и средняя по поверхности садки нагреваемого металла плотности результирующего теплового потока для факела определенной длины.

Качество нагрева металла оценивали критериями $\sigma_{1\Delta t}$ и $\sigma_{2\Delta t}$, где $\sigma_{1\Delta t}$, $\sigma_{2\Delta t}$ – среднеквадратичные отклонения от среднего значения, соответственно, разности температур между показанием печного термоматчика и температурами поверхности металла t_n в зонах 1 – 5 и перепадов температуры между поверхностью t_n и тепловым центром садки нагреваемого металла t_u в указанных зонах.

Таблица 2.

Качественные показатели работы нагревательной печи при изменении параметра L_n факела

Величина	Параметр L_n						
	0,1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
K_q	1,26	1,21	1,17	1,08	1,07	1,12	1,15
$\sigma_{1\Delta t}, \text{ }^\circ\text{C}$	45,00	31,00	22,40	18,40	22,50	29,30	34,40
$\sigma_{2\Delta t}, \text{ }^\circ\text{C}$	12,50	9,20	7,00	4,60	5,50	7,70	5,40

Результаты исследований (табл. 2) показали следующее:

- изменение величины критериев K_q , $\sigma_{1\Delta t}$ и $\sigma_{2\Delta t}$ в зависимости от параметра L_n имеет экстремальный характер;
- при $L_n = 0,5 \dots 0,6$ наблюдали наибольшую равномерность нагрева заготовок;
- неравномерность нагрева достигает своего максимального значения при $L_n = 0,1$;
- при $L_n > 0,6$ также имеет место снижение качественных показателей нагрева заготовок.

Одним из направлений повышения качества нагрева металла может быть применение импульсного режима отопления [2]. Импульс-

ный режим отопления предусматривает подачу постоянного расхода топлива в период подъема температуры в печи и его импульсную подачу в период выдержки. Длительность подачи топлива во время одного импульса для начального периода выдержки характеризуется максимальной величиной, а для конечного периода имеет минимальное значение [3].

Сравнительную оценку качества нагрева металла при импульсном и традиционном режимах отопления осуществляли при завершении периода выдержки одинаковой длительности. Расчетные средние значения температуры греющей среды $t_{гс}$, поверхности t_n и теплового центра нагреваемого металла t_u , а также значений перепадов Δt_n и Δt_u по зонам печи при $L_n = 0,5$ представлены в табл. 3.

Таблица 3.

Распределение температуры при завершении периода выдержки по зонам печи при существующей (I) и импульсной подаче топлива (II)

Параметры	I					II				
	номер зоны					номер зоны				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
$t_{гс}, ^\circ\text{C}$	1119	1233	1183	1155	1145	1109	1218	1197	1169	1155
$t_n, ^\circ\text{C}$	1145	1163	1157	1147	1140	1146	1162	1163	1155	1148
$t_u, ^\circ\text{C}$	1135	1157	1153	1141	1131	1137	1158	1159	1148	1139
$\Delta t_n, ^\circ\text{C}$	18	5	9	12	20	10	3	5	7	11
$\Delta t_u, ^\circ\text{C}$	10	6	6	8	9	8	4	3	6	7

Установлено, что импульсная подача топлива обеспечивает ступенчатое изменение длины факела от максимального до минимально допустимого значения, а, следовательно, позволяет использовать преимущества длинного факела в период выдержки печи.

Наличие пульсирующего факела способствует снижению неравномерности распределения температуры газовой среды в зонах печи и, соответственно, увеличению равномерности распределения тепловых потоков по поверхности нагреваемых заготовок. При этом достигается повышение температуры в последних по ходу факела газовых зонах, что способствует увеличению теплосодержания металла.

При импульсном режиме отопления характер изменения перепадов температуры по зонам печи в конце периода выдержки по отношению к значению данных показателей при завершении периода подъема температуры в печи остается неизменным. В то же время при традиционном режиме отопления печи уменьшение длины факела сопровождается смещением зоны максимальной температуры греющей среды к корню факела и снижением равномерности поля температуры. Сопоставление равномерности нагрева металла в рассматриваемом

мых случаях показывает улучшение качества нагрева при импульсном режиме отопления печи: так, величина разности температуры для поверхности металла в момент выдачи из печи не превышает 11 С, тогда как при традиционном режиме отопления достигает 20 С.

Заключение

Результаты исследования в нагревательной печи камерного типа с односторонним боковым отоплением показали, что высокое качество нагрева заготовок достигается при сжигании топлива в факеле с относительной длиной подсоса $L_n \approx 0,5$. Сопоставление качества нагрева заготовок при различных режимах отопления печи показало преимущество импульсного режима, заключающееся в практически двукратном понижении конечного значения перепада температуры на поверхности металла в момент его выдачи из печи.

Список литературы

1. Математическое моделирование нагрева металла в пламенной печи камерного типа (сообщение 1) / [М. П. Ревун, Ю. Н. Каюков, А. И. Чепрасов, В. И. Иванов] // *Металургія : наукові праці ЗДІА. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2009. – Вип. 20. – С. 130–140.*
2. Лисиенко В. Г. Теплофизика металлургических процессов / В. Г. Лисиенко, В. И. Лобанов, Б. И. Китаев. – М. : Металлургия, 1982. – 239 с.
3. Импульсное отопление нагревательных колодцев / М. П. Ревун, А. И. Чепрасов, Ю. Н. Каюков [и др.] // *Черная металлургия. Бюллетень НТИ. – 1987. – № 8 (1036). – С. 58–59.*

Рукопись поступила 26.09.2011 г.

УДК 621.577

Усенко А.Ю. – к.т.н., доцент, Национальная металлургическая академия Украины (НМетАУ)

Губинский М.В. – д.т.н., профессор, НМетАУ

Бикмаев С.Р. – аспирант, НМетАУ

Перерва В.Я. – к.т.н., доцент, НМетАУ

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОНАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ НУЖД ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В статье представлен анализ эффективности работы тепловых насосов. Определена экономическая и экологическая целесообразность использования этих агрегатов в условиях Украины. Представлено сравнение экологической эффективности работы тепловых насосов и традиционных котельных, работающих на органическом топливе. Показано, что применение тепловых насосов позволяет существенно сократить выбросы парниковых газов в атмосферу.

Ключевые слова: тепловой насос; коэффициент преобразования; парниковые газы; хладагент.

Введение

Энергосбережение – главная проблема, которая решается мировым сообществом в последнее время. С каждым днем потребность в энергетических ресурсах и их качестве возрастает. Абсолютный рост потребления топлива и непрерывно возрастающая стоимость его покупки и добычи определяют необходимость его экономии или поиска альтернативы.

На сегодняшний день на выработку тепловой энергии потребляется 30 % добываемого топлива, а вместе с отопительными котельными – более 50 %. При этом выбросы углекислого газа в 2010 году составили $30,6 \cdot 10^9$ тонн [1].

По прогнозам экспертов такой уровень выбросов не позволит удержать рост температуры к 2020 году на отметке 2 градуса. Это – предельный порог, о котором договорились лидеры промышленно-развитых государств на 16-й конференции ООН по изменению климата, которая прошла в 2010 году в Канкуне [2]. В связи с этим, внедрение энергосберегающих технологий в промышленности и в комму-

нальном секторе может обеспечить эффективное снижение выбросов парниковых газов и расхода ископаемого топлива.

Целью настоящей работы является анализ состояния, целесообразности и перспектив использования теплонасосного оборудования для нужд теплоснабжения в условиях Украины.

Постановка задачи

Одним из самых эффективных способов снижения потребления традиционного (углеродосодержащего) топлива и снижения загрязнения окружающей среды при выработке тепла есть применение теплонасосного оборудования, что позволяет использовать возобновляемые и вторичные энергоресурсы.

К преимуществам тепловых насосов можно отнести следующее:

- исключительно высокая энергоэффективность (тепловые насосы эффективней традиционных систем отопления: на 1 кВт затраченной электрической энергии тепловой насос производит от 3 до 7 кВт тепловой энергии);
- экономичность (эксплуатационные затраты по получению тепловой энергии посредством тепловых насосов в $2 \div 5$ раз ниже, в сравнении с традиционными теплоэнергетическими системами, работающими на различных видах органического топлива);
- экологичность (отсутствуют выбросы парниковых газов в атмосферу);
- универсальность (единичный модуль теплонасосной системы контролирует отопление, горячее водоснабжение и кондиционирование воздуха);
- совместимость (тепловой насос сочетается практически с любой циркуляционной теплопроводной системой);
- надежность, компактность, отсутствие внешнего оборудования, автоматическое управление;
- длительный срок эксплуатации (теплонасосная система исключительно долговечна, срок службы – $20 \div 25$ лет);
- безопасность (нет процедуры сжигания топлива);
- стабильность (система работает устойчиво, колебания температуры и влажности в помещении минимальны, отсутствует шум, применяется мультizonальный контроль).

Оценка энергетической эффективности работы теплонасосных установок

Тепловой насос представляет собой устройство для переноса тепловой энергии от источника низкопотенциальной тепловой энергии (с низкой температурой) к потребителю (теплоносителю) с более высо-

кой температурой. Термодинамически тепловой насос аналогичен холодильной машине. На рис. 1 представлена принципиальная схема парокompрессионного теплового насоса, суть работы которого заключается в том, что при испарении хладагента в испарителе (И) отбирается низкопотенциальное тепло от источника тепла. Полученные пары хладагента сжимаются в компрессоре (КМ), что приводит к повышению температуры хладагента до необходимого уровня, после чего он поступает в конденсатор (К), где отдает свое тепло нагреваемой среде. В схеме присутствует переохладитель (ПО) конденсата, что позволяет повысить эффективность использования низкопотенциального тепла.

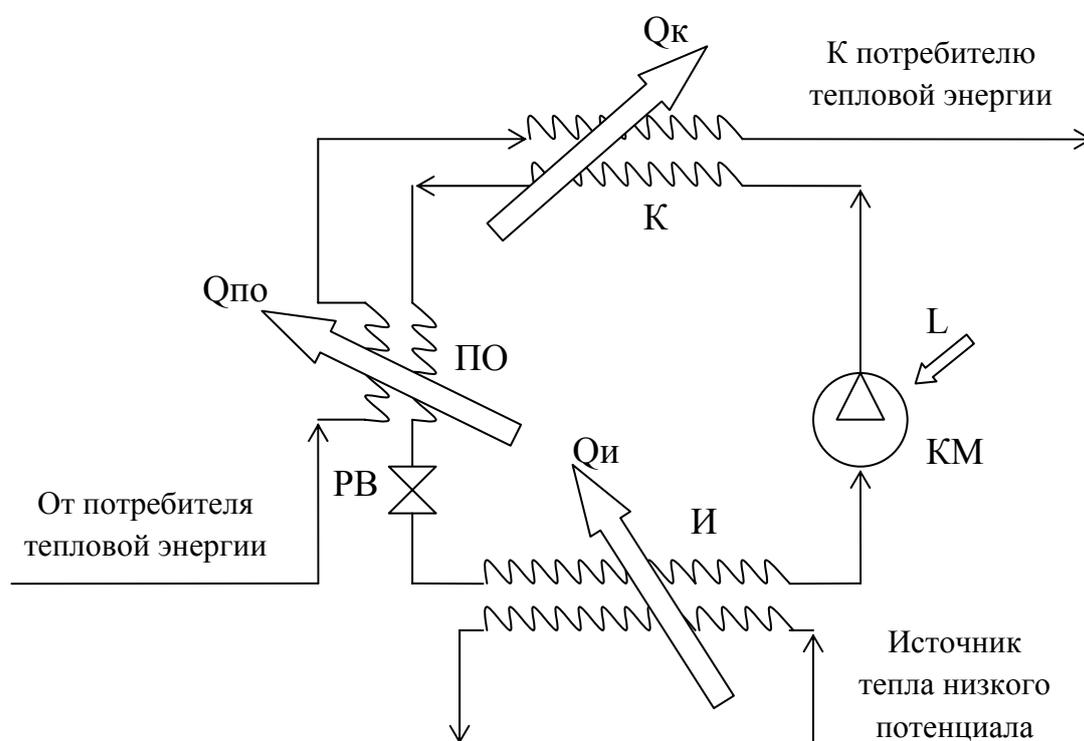


Рис. 1. Схема одноступенчатого парокompрессионного теплового насоса

Для оценки энергетической эффективности теплового насоса используется коэффициент преобразования μ , представляющий собой отношение теплоты, отдаваемой нагреваемому теплоносителю, к затраченной энергии на привод компрессора. На практике величина коэффициента преобразования в основном зависит: от разности температуры источника и потребителя, степени обратимости цикла, термодинамических свойств рабочего тела и других факторов. Эффективность тепловых насосов в последние годы значительно возросла вследствие изменений, внесенных в конструкцию компрессоров, теплообменников и микропроцессорных систем управления и позволяет

на 1 кВт затраченной электрической энергии получить, как правило, 4, 5 и больше кВт тепловой энергии. Применение двухступенчатого сжатия и впрыска в компрессор жидкого фреона позволяет существенно увеличить диапазон давлений испарения и конденсации, что, в свою очередь, позволяет снизить температуру испарения и повысить конечную температуру теплоносителя. В результате воздействие таких систем на окружающую среду существенно снижается. Сегодня они считаются более «чистыми» в экологическом плане, нежели самые современные высокоэффективные газовые котлы.

Определение экономической эффективности работы теплонасосных установок

Энергетическая эффективность теплонасосных систем, наряду с истощением мировых запасов углеродосодержащего топлива, обеспечила высокий интерес мирового сообщества к тепловым насосам. Уже сегодня в мире успешно эксплуатируется более 130 млн. тепловых насосов разного назначения [3]. По прогнозам Мирового Энергетического комитета (МИРЭК) к 2020 г. в развитых странах мира теплоснабжение будет осуществляться, в основном, с помощью тепловых насосов [4]. Согласно оценкам ЕНРА за 2005 ÷ 2010 годы, применение тепловых насосов в Европе обеспечило получение 27,2 млрд. кВт·ч тепловой энергии. В таблице 1 приведено распределение общей установленной мощности тепловых насосов между 9-ю наиболее развитыми странами Европы в 2005 ÷ 2010 гг.

Таблица 1

Распределение установленной мощности
теплонасосного оборудования в европейских странах

№ п/п	Страны ЕС	Распределение общей установленной мощности тепловых насосов, %
1	Англия	2
2	Австрия	4
3	Финляндия	4
4	Норвегия	6
5	Швейцария	6
6	Италия	8
7	Германия	17
8	Швеция	24
9	Франция	29

В то же время, использование теплонасосного оборудования для нужд теплоснабжения позволит значительно снизить цены на основные энергоносители.

На рисунке 2 представлены изменения эксплуатационных затрат на производство 1 Гкал тепловой энергии в Украине с использованием для получения тепла традиционных котельных и тепловых насосов [4].

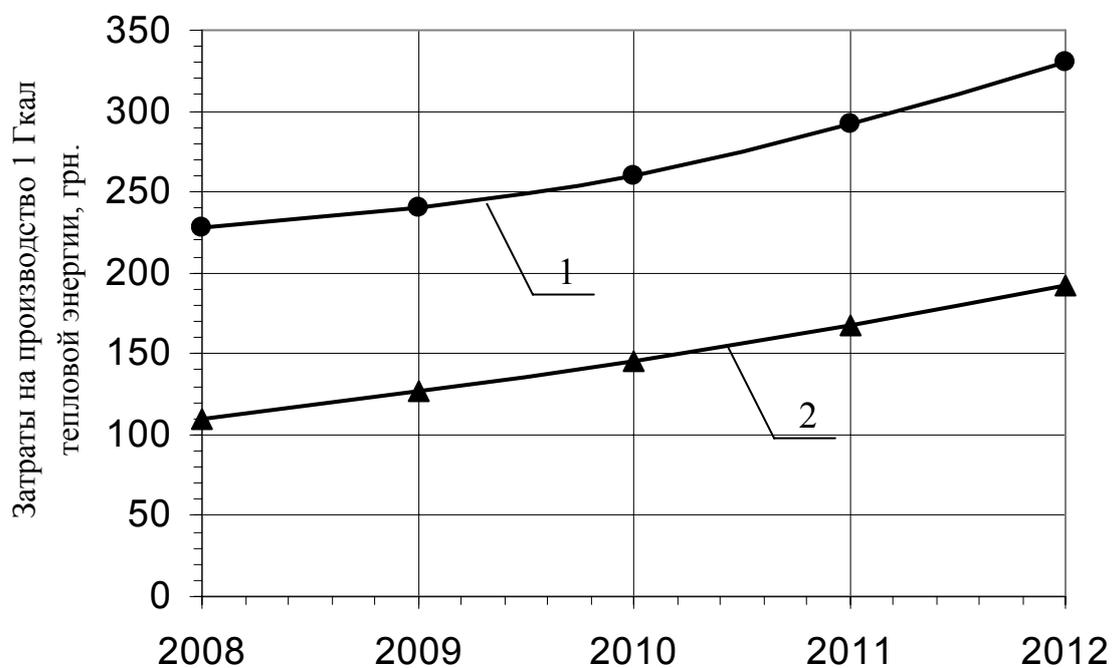


Рис. 2. Изменения эксплуатационных затрат на производство 1Гкал тепловой энергии газовой котельной и теплонасосной системой
1 – газовая котельная; 2 – теплонасосная система

Одним из основных преимуществ тепловых насосов является их способность снижать экологическую нагрузку на окружающую среду при производстве тепловой энергии. В таблице 2 представлено сравнение экологической эффективности работы тепловых насосов и традиционных котельных, работающих на органическом топливе [4]. Расчеты выполнялись для котельных тепловой мощностью 1,163 МВт (1,0 Гкал/час), с годовой выработкой тепловой энергии 2 616 Гкал; расход топлива на ТЭЦ – 0,3 кг условного топлива на 1 кВт/час; теплотворная способность: угля – 19,5 МДж/кг, мазута – 39,0 МДж/кг, природного газа – 33,24 МДж/кг. Для уточнения данных, представленных в таблице, также имеет смысл проведение экономического анализа с учетом продажи квот по Киотскому протоколу [5].

Таблица 2

Сравнение экологической эффективности работы тепловых насосов и традиционных котельных, работающих на органическом топливе и электроэнергии [4]

Производители тепла	Традиционная котельная		Электрокотельная			Тепловой насос						
	КПД=0,65	КПД=0,80	КПД=0,86	Уголь	Мазут	ПГ	Уголь	Мазут	ПГ			
Топливо:	Уголь	Мазут	ПГ	Уголь	Мазут	ПГ	Уголь	Мазут	ПГ			
Годовой расход топлива (уголь и мазут – в тоннах, природный газ – в тыс. нм ³)												
Сжигание	Непосредственно у потребителя			На удаленных ТЭЦ								
	586	351	374	1360	687	808	453	229	269	226	114	134
Суммарные вредные выбросы окислов азота, сера, углерода (в год, в тоннах)												
На местах производства тепла	16	9	2	-	-	-	-	-	-	-	-	-
В местах сжигания топлива (в т.ч. ТЭЦ)	1743,0	1029,8	667,4	25,9	18,6	5,5	8,6	6,2	1,8	4,3	3,1	0,9
Выбросы CO ₂ («парниковый эффект», в год, в тоннах)												
В атмосферу Земли	1743	1029	667	2768	1919	1499	922	639	500	461	319	250

Выводы

На сегодняшний день для решения проблем энергосбережения и улучшения экологии окружающей среды тепловые насосы являются наиболее перспективными среди источников «нетрадиционной энергетики» благодаря возможности «черпать» возобновляемую энергию из окружающей среды. В мировой практике для преобразования низкопотенциальной теплоты наибольшее распространение получили парокompрессорные тепловые насосы с электроприводом. Украина существенно отстает от стран мирового сообщества – как по производству, так и по внедрению тепловых насосов в различные отрасли экономики. В Украине нет промышленного производства тепловых насосов, что существенно снижает темпы их внедрения в промышленность и коммунальный сектор.

Список литературы

1. Боровков В. М. Энергосберегающие теплонасосные системы теплоснабжения / В. М. Боровков, А. А. Аль Алавин // Изв. Вузов. Проблемы энергетики. – 2010. – № 1–2.
2. Николаев Ю. Е. Определение эффективных областей использования теплонасосных установок в системах теплоснабжения / Ю.Е. Николаев, Д.В. Новиков, Р.В. Федоров // Проблемы совершенствования топливно-энергетического комплекса : сб. науч. тр. – Вып. 4. – Саратов : Изд-во Саратов. Ун-та, 2010.
3. Горшков В. Г. Тепловые насосы / В. Г. Горшков // Аналитический обзор (Применение тепловых насосов в России). Справочник пром. оборудования. – 2009. – № 4 (7).
4. Путник О. С. Презентация на тему «Применение тепловых насосов в теплоэнергетике».
5. Усенко А. Ю. Совершенствование процесса окислительного пиролиза биомассы с целью снижения эмиссии парниковых газов / А. Ю. Усенко // Автореф. дисс. на соискание науч. степ. канд. техн. наук : спец. 05.14.06 «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика». – Днепропетровск, 2006. – 19 с.
6. Патент 2139478 Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 29/00, 30/00. Теплонасосная установка / Усенко Ю. И., Усенко А. Ю. ; заявитель и патентообладатель Усенко Ю. И., Усенко А. Ю. ; заявл. 14.04.98; опубл. 10.10.99. – Бюл. № 28.

Рукопись поступила 27.09.2011 г.

УДК 662.749.39

Шилович Т.Б. – к.т.н., доцент, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт» (НТУУ «КПИ»)

Соколов М.Ю. – соискатель, НТУУ «КПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОВЫДЕЛЕНИЯ ПРИ ОБЖИГЕ ЭЛЕКТРОДНОГО ОБРАЗЦА

Вследствие экспериментального исследования газовой выделения при разных скоростях обжига образцов промышленных электродов, сформированных из наполнителя – антрацита и связующего – каменноугольного пека, получены и проанализированы зависимости газовой выделения и его производных от скорости обжига и температуры. Определено, что максимальное газовыделение – большая часть (более 75 % массы) выделившихся при обжиге газов осуществляется в узком диапазоне перепада температур (менее 25 %) от начальной до максимальной температуры нагрева. Показано, что с увеличением продолжительности времени обжига (при неизменной предельной температуре нагрева) газовыделение уменьшилось от 9,4 % до 7,6 % массы образца, что способствовало росту выделения кокса из пека и улучшению физико-механических характеристик электрода. Результаты экспериментального исследования могут быть использованы для составления оптимального графика обжига промышленных электродов.

Ключевые слова: угольные электроды; смесь; пек; наполнитель; обжиг; газовыделение при обжиге; физико-механические характеристики электрода.

Введение

Качество производимых сталей и алюминия в значительной степени зависит от качества используемых для их получения электродов. Наиболее распространенными в металлургии являются угольные электроды, изготавливаемые из композиции наполнителя – мелкодробленого угля или кокса и связующего вещества – каменноугольного пека. После смешения их в определенной пропорции холодным прессованием формируется заготовка т.н. «зеленый электрод». «Зеленый электрод» подвергается процессу обжига, в результате чего превращается в высокопрочную монолитную структуру с высокой электропроводностью. При обжиге связующее (пек) разогретое до жидкой фазы прилипает к поверхности

частиц наполнителя, проникает в его поры и затем коксуется, цементируя тело электрода. В результате этого создается коксовая решетка, придающая электроду не только прочность, но и высокую электропроводность.

Процесс коксования пека [1] – сложный термохимический процесс, зависящий от режима обжига. Важнейшие характеристики режима – уровень и скорость изменения температуры, влияющие на количество выделяющихся летучих веществ из связующей составляющей. Выделение летучих веществ (газовыделение) связано с химическим разложением пека и изменением его агрегатного состояния.

В данной работе решается задача экспериментального исследования экстремума скорости газовыделения при разных скоростях нагрева электрода и влияния темпа термообработки электрода на количество летучих, проверки существующих концепций влияния температурного интервала разложения пека и коксообразования на качество электрода для обоснования оптимального регламента обжига электрода.

Методика исследования

Методика экспериментального исследования газовыделения при обжиге электродного образца, применяемая в классической теории и практике исследования обжига электродов [2], по существу – это косвенная методика расчета газовыделения по изменению массы образца электрода, в основу которой положено предположение о том, что масса выделившихся газов при обжиге, равна уменьшению массы образца электрода в процессе обжига.

Как правило, в камере муфельной электрической печи производится равномерный подогрев (обжиг) образца тела зеленого электрода массой $m_{0(r)}$, помещенного в чашку очень точных весов, от температуры $t_0(^{\circ}\text{C})$ до температуры $t_k(^{\circ}\text{C})$, соответствующих реальным начальной и конечной температурам обжига электродов [3]. В процессе опыта через равные промежутки времени Δt фиксируются значения: τ_i (час) – времени от начала эксперимента, $t_i(^{\circ}\text{C})$ – температуры в камере муфеля, $m_i(r)$ – массы образца. По данным опыта рассчитываются: безразмерная масса образца m_i/m_0 ; потери массы образца $(m_0 - m_i(r))$; потери безразмерной массы образца $(1 - m_i/m_0)$. Анализируя методики исследований [1 – 3], видим, что температура в камере муфеля t зависит от времени τ для каждого выбранного исследователем темпа обжига $t = t(\tau)$. В свою очередь, потеря массы образца $1 - m_i/m_0$ зависит как от времени τ , так и от температуры в камере муфеля t , точнее, от скорости изменения

температуры dT/dt [4]. В процессе эксперимента полученные в результате данные аппроксимируются, строятся графики зависимости температуры и массы образца от времени и рассчитываются аппроксимированные значения первых производных: температуры от времени – dT/dt (скорости роста температуры от времени), потери безразмерной массы образца от времени – $\partial(1 - m_i/m_0)/\partial\tau$ (скорости потери безразмерной массы от времени), потери безразмерной массы от температуры – $\partial(1 - m_i/m_0)/\partial T$ («скорости» потери безразмерной массы от температуры). По результатам исследования строятся и, в дальнейшем, анализируются графики: зависимости безразмерной массы образца и потери безразмерной массы (газовыделения) от температуры: $m_i/m_0 = f(t)$; $(1 - m_i/m_0) = F(t)$ и времени $m_i/m_0 = f(\tau)$; $(1 - m_i/m_0) = F(\tau)$, а также скорости потери массы от времени и температуры: $\partial(1 - m_i/m_0)/\partial\tau = f(t)$ и $\partial(1 - m_i/m_0)/\partial T = f(t)$.

Экспериментальная установка. Описание

Экспериментальная установка (рис. 1) создана на базе стандартной вертикальной муфельной электрической печи (1) типа СНОЛ. Диаметр муфеля 100 мм, высота 350 мм. Нагрев камеры осуществляется термоэлементом ТЭН максимальной мощности 50 кВт. Регулирование мощности производилось с помощью трансформатора (2) с предельным напряжением 380 В. Регулирование скорости подъема температуры в камере осуществляется как вручную, так и автоматически при помощи регулятора автоматического включения мощности (3). В центре крышки камеры установлена стационарная втулка (4) с теплоизолирующей набивкой из стекловолокна с вертикальным отверстием диаметром 5 мм для крепящей металлической нити (5), подвешенной к тяге весов (6) с испытуемым образцом (7). На дне внутренней камеры установлен поддон с опилками и углем (8), предназначенный для создания в камере при нагревании инертной среды, нейтрализующей возможное окисление газов пиролиза, выделяемых из образцов. В качестве весов использовали электронные технические весы ТВЕ-0,3-0,005 (9).

Температура в камере измеряется дистанционно хромель-алюмелевой термопарой (10). Сбор данных (масса, температура) осуществляется в режиме реального времени при помощи комплекса, состоящего из модуля сбора данных, ПЭВМ класса Intel Pentium 4 (11) с оригинальным математическим обеспечением. Комплекс обеспечивает: запись показаний через каждые 5 секунд в виде таблиц; рассчитывает через заданные интервалы времени значения потерянной массы образца, аппроксимирует зависимости температуры, массы образца и потери массы от времени в непрерывные функции,

фиксирует в табличном виде через заданные интервалы и строит графики зависимостей от времени: $t = t(\tau)$; $m_i/m_0 = f(\tau)$; $(1 - m_i/m_0) = F(\tau)$, от температуры: $m_i/m_0 = f(t)$; $(1 - m_i/m_0) = F(t)$, рассчитывает дискретные значения первых производных от времени: $dT/d\tau = f(\tau)$ и $dT/dt = f(t)$; $\partial(1 - m_i/m_0)/\partial\tau = f(\tau)$ и температуры $\partial(1 - m_i/m_0)/\partial t = f(t)$ фиксирует их в табличном виде через заданные интервалы и строит соответствующие графики. Формы таблиц и графиков приведены ниже при анализе результатов эксперимента.

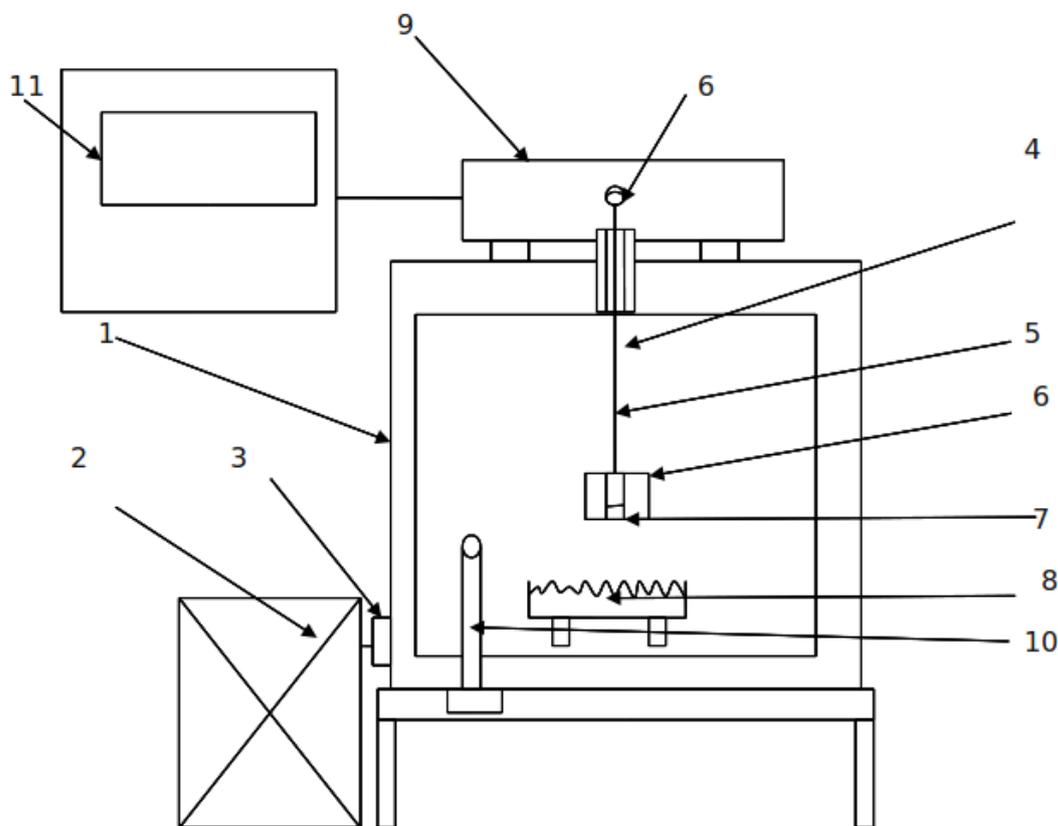


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки

Результаты исследования

В работе получены следующие результаты экспериментального обжига 3-х образцов проб массы одного «зеленого электрода», сформованного из наполнителя – газокальцинированного антрацита и связующего – среднетемпературного каменноугольного пека. В экспериментах исследованы образцы массой: $m_1 = 160,2$ г; $m_2 = 162,15$ г; $m_3 = 182,92$ г. В дальнейшем индексы 1, 2, 3 относятся к соответствующему образцу. Для сравнимости при проведении обработки результатов все параметры рассчитывались на

безразмерную единичную массу каждого образца m_i/m_{oi} (г/г). Время обжига τ составляло $\tau_1 = 3,5$ часа; $\tau_2 = 5,2$ часа; $\tau_3 = 7,1$ часов. Начальные и конечные температуры t_{oi}/t_{ki} , соответственно, составляли $t_{o1}/t_{k1} = 36^\circ\text{C}/798^\circ\text{C}$; $t_{o2}/t_{k2} = 82^\circ\text{C}/832^\circ\text{C}$; $t_{o3}/t_{k3} = 29^\circ\text{C}/814^\circ\text{C}$.

Ниже приведены результаты экспериментов рис. 2 – 6 для образца № 1. Изображенные на рис. 2 графики зависимости от времени τ (час) температуры t_1 ($^\circ\text{C}$) и скорости ее изменения $\partial t_1/\partial \tau$ ($^\circ\text{C}/\text{час}$) при обжиге первого образца представляют собой нелинейные, соответственно, плавно возрастающую и плавно убывающую кривые с максимумом в диапазоне: $0 - 3,08333$ час, температуры: $36,23 - 798,49^\circ\text{C}$, скорости роста температуры $640 - 106^\circ\text{C}/\text{час}$. Аналогичный вид имеют зависимости обжига образцов № 2 и № 3, за исключением того, что у образца № 3 форма графика скорости изменения температуры имеет менее плавный характер. Все значения названных выше величин для всех 3-х образцов приведены в табл. 1. Изображенные на рис. 3 графики зависимости от времени τ (час) безразмерной массы m_i/m_0 (г/г) и ее потери $1 - m_i/m_0$ (г/г) имеют 3 явно выраженных участка: на первом участке в диапазоне $0 - 0,667$ час безразмерная масса незначительно уменьшается, на втором участке в диапазоне $0,667 - 1,417$ час происходит значительно более интенсивное уменьшение массы образца и увеличения потерь его массы и на третьем участке в диапазоне $1,417 - 3,083$ час безразмерная масса с незначительной интенсивностью уменьшается, а ее потери растут до конечных в этом диапазоне значений.

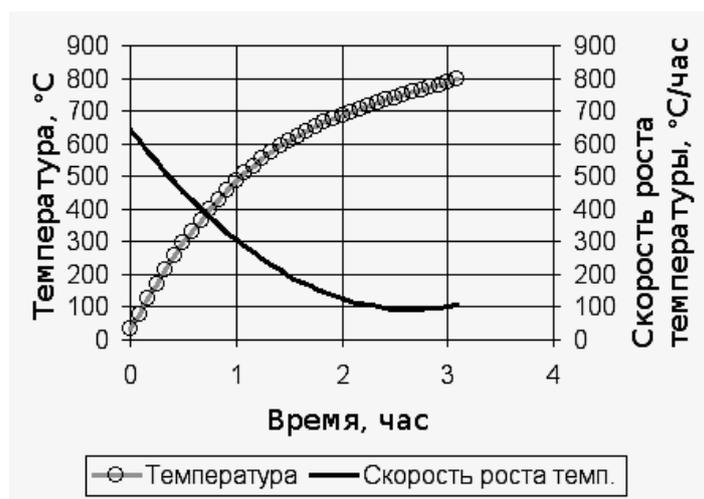


Рис. 2. Зависимость температуры и скорости роста от времени обжига

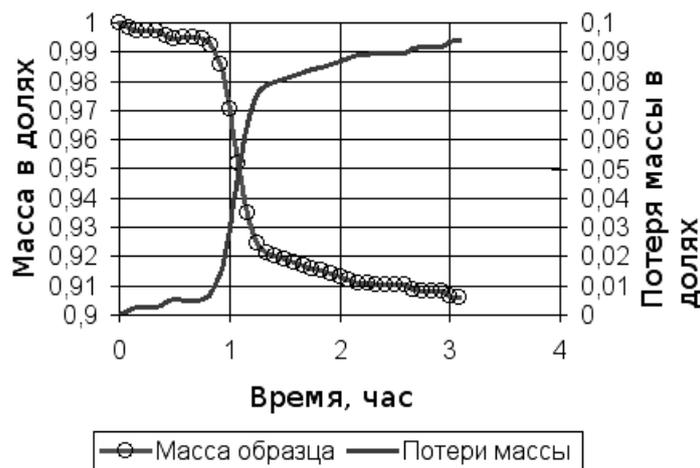


Рис. 3. Зависимость массы и потери массы от времени обжига

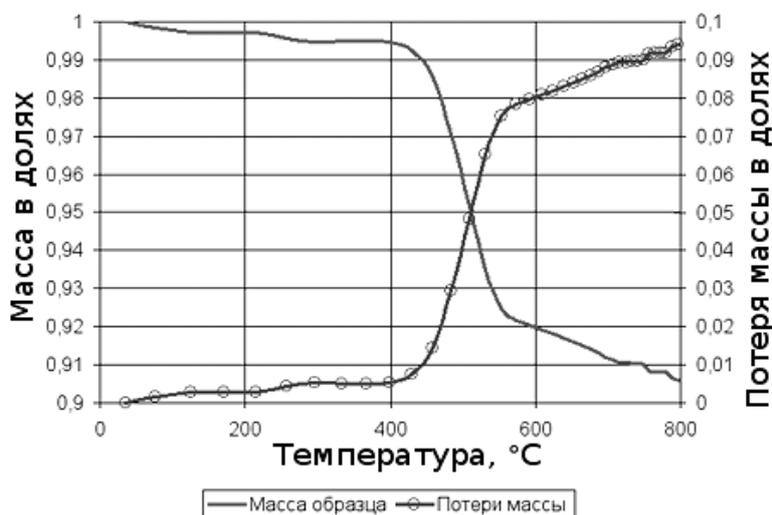


Рис. 4. Зависимость массы и потери массы образца от температуры

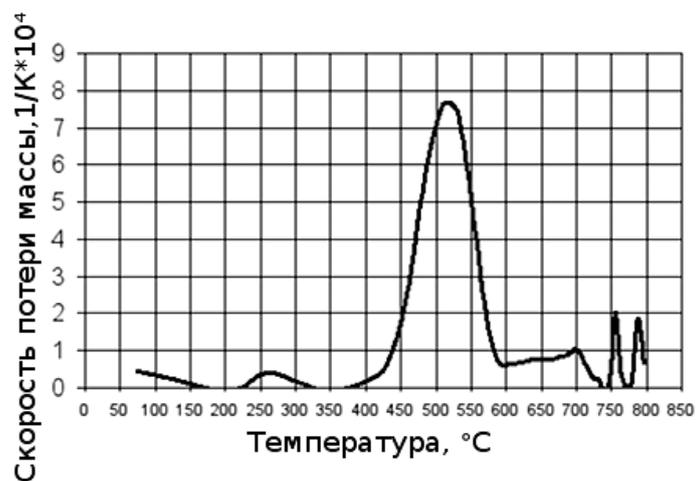


Рис. 5. Зависимость «скорости потери массы» $\partial(1 - m_i/m_0)/\partial t$ от температуры

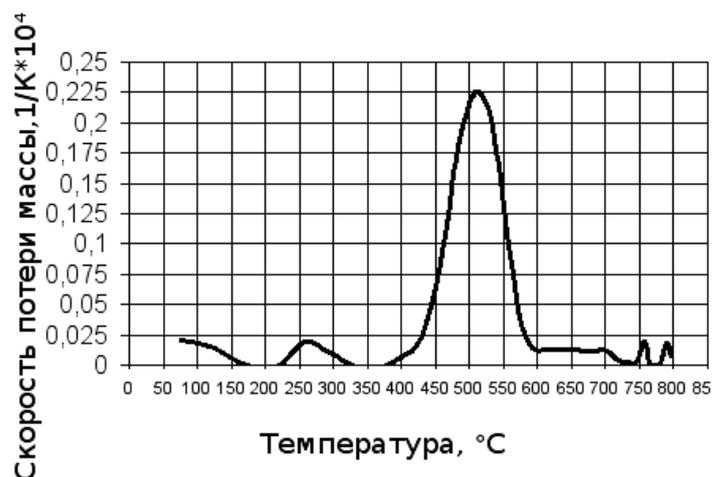


Рис. 6. Зависимость скорости потери массы $\partial(1 - m_i/m_0)/\partial T$ от температуры

Судить о росте интенсивности газовыделения на втором участке можно по следующему показателю: за 24,32 % времени обжига, который занимает 2-й участок, потери безразмерной массы составляют 79,48 % общих потерь безразмерной массы за весь период обжига. Характерными особенностями первого и третьего участков является то, что при монотонном изменении измеряемой величины наблюдаются отдельные местные экстремумы и линии имеют определенно волнообразный характер. Это говорит, что кроме основного участка ускоренного газообразования имеются и отдельные участки, на которых скорость газообразования незначительно изменяется по сравнению со средней. Аналогичный вид имеют зависимости обжига образцов № 2 и № 3, за исключением того, что местные экстремумы имеют при увеличении продолжительности обжига более выраженный характер.

Таблица 1.

Итоговые результаты опытов

№ п/п	Параметр	Формула, обозначение	Ед. измер.	Образец 1	Образец 2	Образец 3
1	2	3	4	5	6	7
1	Время обжига	t_k	час	3,08	5,2	7,08
2	Масса образца до обжига	m_0	г	160,200	162,150	182,920
3	Безразмерная масса образца до обжига	m_0/m_0	г/г	1,000	1,000	1,000
4	Температура начальная	T_0	°C	36,23	82,41	29,12
5	Температура конечная	T_k	°C	798,496	832,000	815,704
6	Перепад температур обжига	$T_k - T_0$	°C	762,262	749,580	786,575
7	Средняя скорость роста температуры при обжиге	$(T_k - T_0)/t_k$	°C/час	247,250	144,150	111,045

Продолжение табл. 1.

1	2	3	4	5	6	7
8	Безразмерная масса в конце обжига	m_k/m_0	г/г	0,905	0,917	0,923
9	Потери безразмерной массы в конце обжига	$1-m_k/m_0$	г/г	0,094	0,082	0,076
10	Средняя скорость потери безразмерной массы при обжиге	$(1-m_k/m_0)/t_k$	1/час	0,030	0,015	0,010
11	Температура при максимуме скорости газовыделения (пика)	T_{\max}	°С	508,471	493,877	466,838
12	Скорость роста температуры пика	dT_{\max}/dt	°С/час	285,168	155,605	43,991
13	Скорость потери безразмерной массы при пике	$\partial(1-m_i/m_0)/\partial t$	1/час	0,225	0,113	0,032
14	«Скорость» потери безразмерной массы при пике	$\partial(1-m_i/m_0)/\partial T$	1°С	7,619	7,153	7,284
15	Температура начала зоны повышенной скорости газовыделения (диапазона пика)	$T_{0п}$	°С	366,85	402,226	364,322
16	Температура конца зоны повышенной скорости газовыделения (диапазона пика)	$T_{кп}$	°С	591,183	560,215	566,116
17	Диапазон температур зоны повышенной скорости газовыделения (диапазон пика)	$T_{кп} - T_{0п}$	°С	224,337	157,390	201,794
18	Время начала зоны повышенной скорости газовыделения (диапазона пика)	$t_{0п}$	час	0,666	1,166	1,750
19	Время конца зоны повышенной скорости газовыделения (диапазона пика)	$t_{кпика}$	час	1,416	2,166	5,250
20	Диапазон времени зоны повышенной скорости газовыделения (диапазон пика)	$t_{кпика} - t_{0пика}$	час	0,750	1,000	3,500
21	Потери безразмерной массы в диапазоне пика	$(1-m_{кпика}/m_0) - (1-m_{0пика}/m_0)$	г/г	0,074	0,05	0,061

Характер процессов, отраженных на графиках (рис. 2 – 6) подтверждает выводы теорий пирогенетического разложения связующего-каменноугольного пека и процесса коксования от

скорости изменения температур, глубоко проанализированных в работах [1], [2], что позволяет использовать качественные критерии для практических рекомендаций. Как известно, целью обжига электродов является превращение связующего вещества в кокс. Для этого необходимо, чтобы процессы при обжиге происходили в темпе, который позволяет при определенной температуре обеспечить одновременное прохождение локальных процессов разложения и диссоциации молекул во всем электроде, а не форсировалось их проявление в его отдельных частях. Это возможно при уменьшении скоростей нагрева и обеспечении условий спокойного прохождения пирогенетического разложения пека, возможности миграции его жидких фракций по всему объему пор и межпоровому пространству наполнителя. Пек размягчается и начинает мигрировать при температурах 200 – 300 °С. Затем начинается процесс выделения летучих веществ. Летучие вещества образуются при разрыве молекул различных фракций, каждой при свойственной ей температуре. Выделяются, в первую очередь, молекулы H_2O , H_2S , NO_3 и разрываются кислородные, сульфидные и аминные мосты в сложных молекулах. С повышением температуры начинают разрываться углеводородные цепи, в первую очередь тяжелых молекул. Процессы разрыва молекул различных фракций наиболее интенсивны при конкретном небольшом диапазоне температур для каждой из них. Поэтому соответствующие линии графиков на рис. 3 – 6 имеют волнообразный характер с местными экстремумами. Часть образованных летучих удаляется из образца, часть вступает во вторичные реакции с разорванными радикалами молекул, возвращаясь в более прочные фракции. Особенно склонны к подобным повторным реакциям части разложения ароматических соединений пеков. В конечном итоге, как видно из рис. 7, величина потерь массы испытанных образцов в проведенном опыте уменьшается с уменьшением скорости их нагрева, что качественно полностью подтверждает теоретические прогнозы предыдущих исследований [1, 2, 5], которые утверждают, что электромеханические свойства обожженного электрода будут улучшаться с увеличением времени нагрева при его обжиге. Как видно из проведенного анализа, параметры, характеризующие скорости наибольшего газовыделения, зависят от двух функций: времени τ и температуры t .

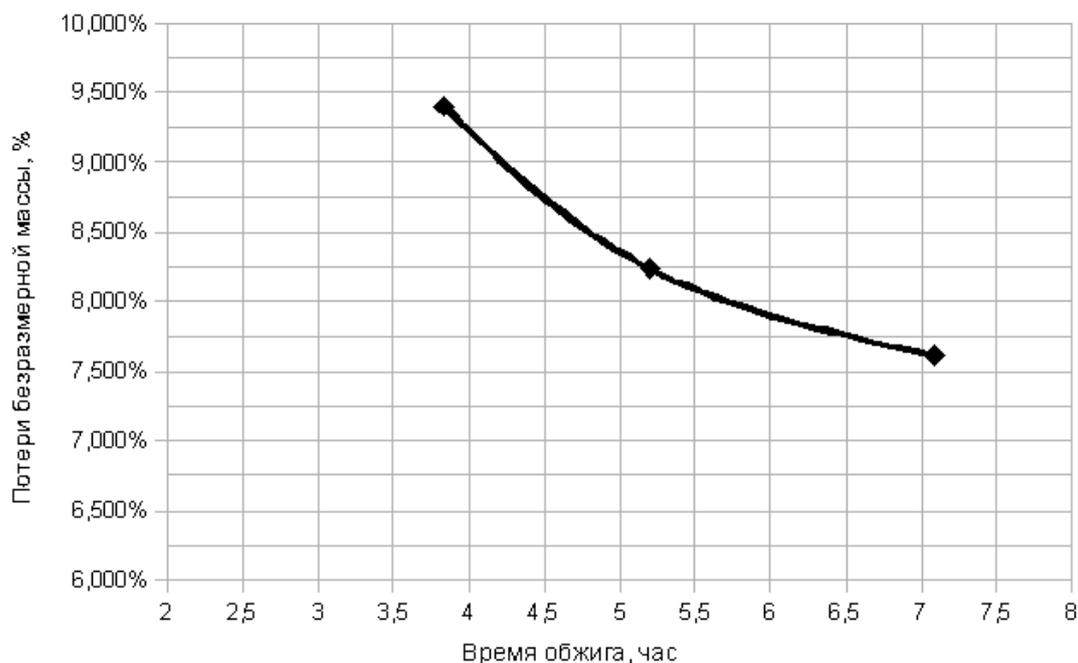


Рис. 7. Зависимость потери безразмерной массы в процентах от времени обжига

Выводы

1. Получены результаты исследований газовыделения 3-х образцов промышленных электродов, сформованных из наполнителя – газокальцинированного антрацита и связующего – среднетемпературного каменноугольного пека от параметров нагрева, в результате чего установлено, что суммарное газовыделение (потеря массы образца) с увеличением длительности режима плавно уменьшается от 9,4 % до 7,6 % массы образца.

2. Установлено, что для промышленных образцов максимум газовыделения находится в диапазоне 350 – 515 °С.

3. Результаты экспериментального исследования могут быть использованы для оптимизации графика обжига промышленных электродов с учетом необходимости обеспечения одновременных локальных процессов разложения и диссоциации молекул пека во всем электроде в зоне повышенного газообразования.

Список литературы

1. Степаненко М. А. Производство пекового кокса / М. А. Степаненко, Я. А. Брон, Н. К. Кулаков. – Харьков : Государственное научно-техническое издательство литературы по черной и цветной металлургии, 1961. – 313 с.

2. Чалых Е. Ф. Обжиг электродов / Чалых Е. Ф. – М. : Металлургия, 1981. – 116 с.

3. Расчетно-экспериментальное определение температурных полей керн в п-образных печах графитации постоянного тока / [Панов Е. Н., Кутузов С. В., Лелека С. В., Шилович И. Л., Боженко М. Ф.] // Промышленная теплотехника». – 2007. – Т. 29. – С. 22–28.

4. Дедовец И. Г. О методических ошибках измеряемых температур углей и кокса / И. Г. Дедовец, А. А. Топоров // Кокс и химия . – 2007. – Вып. 5. – С. 35–38.

5. Старовойт А. Г. Оптимизация свойств каменноугольных пеков для электродного производства / А. Г. Старовойт, Е. И. Малыш // Кокс и химия. – 2007. – Вып. 10. – С. 39–43.

Рукопись поступила 08.04.2011 г.

УДК 658.567.1

Яковлева И.Г. – д.т.н., профессор, Запорожская государственная инженерная академия (ЗГИА)

Мных И.Н. – ассистент, ЗГИА

Баришенко Е.Н. – к.т.н., доцент, ЗГИА

К РАСЧЁТУ ПАРАМЕТРОВ ГРЕЮЩЕЙ СМЕСИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В ТЕРМИЧЕСКОЙ ПЕЧИ ПРИ РЕВЕРСИВНОЙ ПОДАЧЕ ВОЗВРАТА В ПОДПODOVУЮ ТОПКУ

Проведен обзор способов управления движением газов в термической камерной печи. Рассмотрено влияние коэффициента возврата на параметры греющей смеси продуктов сгорания при реверсивной подаче возврата отработанных продуктов сгорания. Получена линейная зависимость суммарной кратности рециркуляции от коэффициента возврата. Выведено уравнение, связывающее температуру смеси продуктов сгорания с температурой и коэффициентом возврата. Получены зависимости для расчёта скоростей потока продуктов сгорания в подподоовой топке, каналах входа и выхода, а также в рабочем пространстве термической печи. Доказано влияние коэффициента возврата на расход смеси продуктов сгорания в рабочем пространстве печи.

Ключевые слова: топка; рециркуляция; реверс; температура; скорость; коэффициент возврата.

Постановка задачи исследования

Одним из способов повышения качества нагрева металла в термических рециркуляционных печах является улучшение теплообмена в рабочем пространстве за счёт управления движением продуктов сгорания. Авторами работ [1 – 5] предлагаются различные способы улучшения теплообмена в таких печах.

Одним из способов является совершенствование рециркуляционных контуров, а именно, обеспечение устойчивого движения теплоносителя по заданному замкнутому контуру; повышение однородности параметров теплоносителя по всему контуру; создание сплошного контура по всей длине печи и создание дополнительных или вторичных контуров циркуляции для нагрева внутренних частей сложной садки.

Побудителем рециркуляции является струйное течение газов.

По изменению характера истечения струи продуктов сгорания во времени можно выделить четыре разновидности рециркуляции: непрерывная, реверсивная, импульсная и импульсно-реверсивная.

Импульсно-реверсивный способ управления температурным полем на данный момент недостаточно изучен и требует дальнейшего рассмотрения.

Способ представляет собой прерывистое поступление продуктов сгорания при периодическом изменении направления движения на противоположное [6]. С использованием способа может быть достигнуто уменьшение перепада температур в садке возле выходного и входного каналов подподовой топки (рис. 1). Также немаловажным является обеспечение равномерности температурного поля по высоте печи.

В данной работе предлагается рассмотреть способ управления движением газов, а, соответственно, и рециркуляции с помощью возврата отработанных продуктов сгорания.

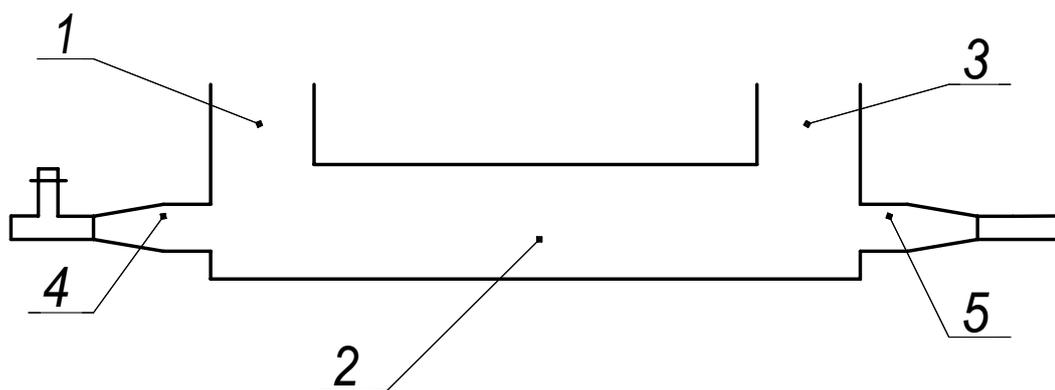


Рис. 1. Подподовая топка термической печи:

1 – канал выхода; 2 – подподовая топка; 3 – канал входа;
4 – сопло возврата отработанных продуктов сгорания; 5 – горелка

Параметры греющей смеси

Рабочими параметрами при реверсивной подаче возврата следует считать суммарную кратность рециркуляции, температуру смеси продуктов сгорания, плотность, скорость и расход продуктов сгорания.

Смешанные продукты сгорания в рабочем пространстве печи могут состоять из нескольких компонентов: свежие продукты сгорания, образующиеся при сжигании топлива, и подмешивающиеся потоки газов, которые влияют на температуру смеси продуктов сгорания. В рециркуляционной термической печи основным подмешивающимся потоком газа являются отработанные продукты сгорания, которые направляются в подподовую топку из рабочего пространства печи. Тем-

пературу многокомпонентной газовой смеси возможно определить из теплового баланса:

$$Q_{см} = Q_c + Q_o, \quad (1)$$

где $Q_{см}$, Q_c , Q_o – тепловые мощности смеси (индекс «см»), свежих (индекс «с») и отработанных (индекс «о») продуктов сгорания соответственно, Вт.

Выражая тепловые мощности через массовые расходы M (кг/с), средние теплоёмкости c (Дж/(кг·°C)) и температуры t (°C), получим:

$$t_{см} \cdot M_{см} \cdot c_{см} = t_c \cdot M_c \cdot c_c + t_o \cdot M_o \cdot c_o. \quad (2)$$

Поскольку печь рециркуляционная, необходимо рассмотреть такое понятие, как кратность рециркуляции. За кратность рециркуляции принимают отношение массового расхода подмешивающегося потока к расходу свежих продуктов сгорания. Для данного баланса кратность $U = M_o/M_c$. Разделив равенство (2) на M_c , получим выражение для смеси продуктов сгорания:

$$t_{см} = \frac{t_c \cdot c_c + t_o \cdot c_o \cdot U}{c_{см} \cdot (1 + U)}. \quad (3)$$

Рассмотрим схему (рис. 1) с добавлением сопла возврата, установленного напротив горелки. С учётом коэффициента возврата кратность рециркуляции можно представить:

$$\Sigma U = \frac{M_o + m \cdot (M_o + M_c)}{M_c}, \quad (4)$$

где m – коэффициент возврата (m является долей в диапазоне 0...1 от расхода продуктов сгорания)

После преобразования, учитывая первичную кратность рециркуляции, зависящую от геометрических параметров топки, суммарная кратность рециркуляция примет вид:

$$\Sigma U = U + m \cdot (U + 1). \quad (5)$$

Из формулы (5) видна линейная зависимость суммарной кратности рециркуляции от коэффициента возврата. Графически зависимость представлена на рис. 2. Расчёт выполнен по данному уравнению для значений кратности рециркуляции $U = 1 \dots 10$ в диапазоне $m = 0 \dots 1$.

Теплоёмкости свежих, отработанных продуктов сгорания и возврата при температурах, имеющих место в практике эксплуатации рециркуляционных термических печей, с достаточной степенью точности можно принять равными друг другу. Тогда температура смеси продуктов сгорания с учётом отработанных газов и возврата будет следующей:

$$t_{см} = \frac{t_c + t_o \cdot U + t_b \cdot m \cdot (U + 1)}{1 + U + m \cdot (U + 1)}. \quad (6)$$

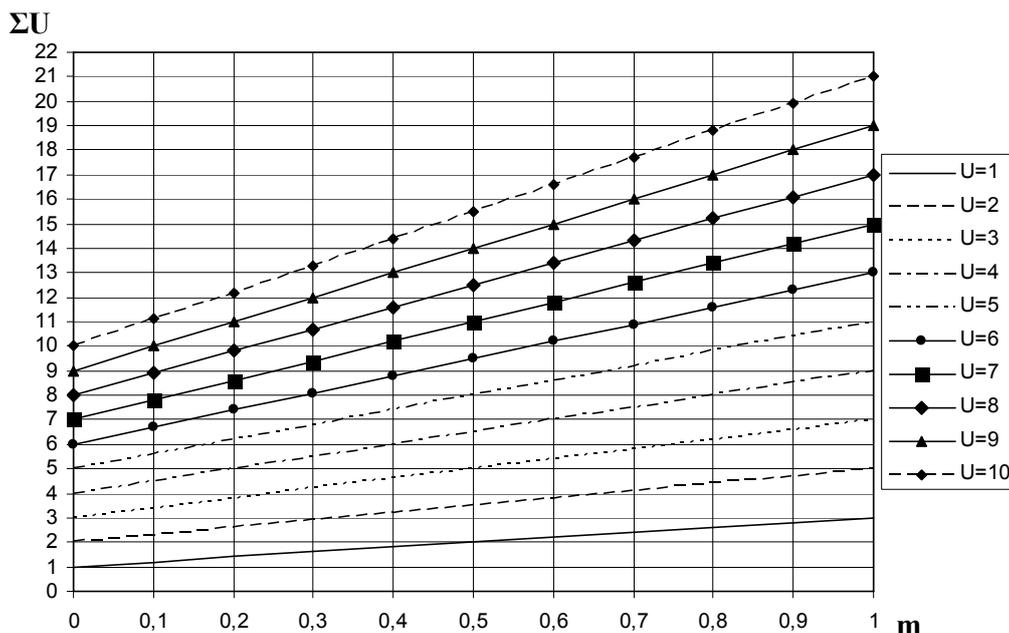


Рис. 2. Зависимость суммарной кратности рециркуляции от коэффициента возврата при различной первичной кратности рециркуляции

Предположим равенство температур отработанных продуктов сгорания и возврата, т.е. $t_o = t_b$, температура газовой смеси примет вид:

$$t_{см} = \frac{t_c + t_b \cdot (U + m \cdot (U + 1))}{1 + U + m \cdot (U + 1)}. \quad (7)$$

Из этого уравнения легко проследить влияние величины m на температуру смеси. При увеличении m температура $t_{см}$ стремится к величине t_b . Также можно сделать вывод, что чем больше температура возврата, тем меньше влияние на температуру оказывает изменение параметра m и, наоборот, чем меньше величина t_b , тем резче выражена зависимость $t_{см}$ от коэффициента возврата. Соответствующие графические зависимости $t_{см}$ от m , рассчитанные по данному уравнению для значений $t_o = t_b = 650 \dots 900 \text{ }^\circ\text{C}$, $U = 2$ и $m = 0,1 \dots 1$ при $t_c = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$, представлены на рис. 3.

Для предложенного способа отопления термической рециркуляционной печи плотность свежих продуктов сгорания, отработанных и возврата при нормальных условиях одинакова.

Учитывая внутреннюю рециркуляцию и коэффициент возврата, плотность смеси продуктов сгорания будет следующей:

$$\rho_{см} = \rho_0 \cdot \frac{273 \cdot (1 + U + m \cdot (U + 1))}{T_c + T_o \cdot U + T_b \cdot m \cdot (U + 1)}, \quad (8)$$

где ρ_0 – плотность продуктов сгорания при нормальных условиях, кг/м^3 .

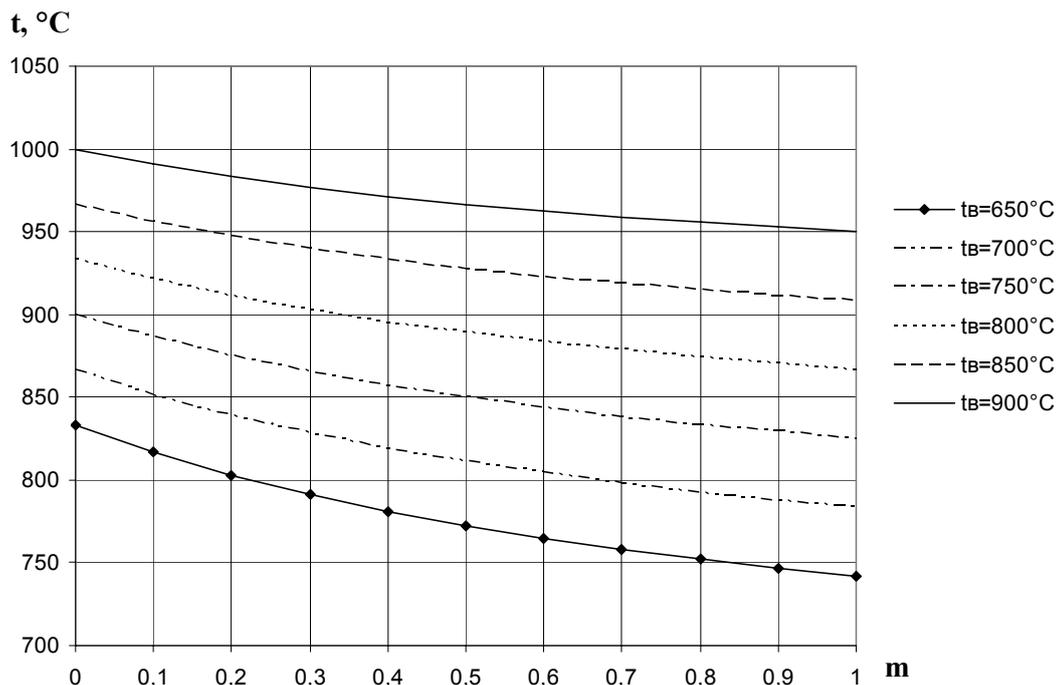


Рис. 3. Зависимость температуры смеси от коэффициента возврата при $t_c = 1200\text{ }^\circ\text{C}$, $U = 2$ и при различных температурах возврата

Скорости потоков в каналах определяются расходом и проходным сечением каналов. Рассмотрим скорости во входном, выходном каналах и в подподовой топке для термической рециркуляционной печи с неподвижным подом. Выразим эти скорости через расход истечения газовой смеси из сопла горелки, а также через расход истечения возврата из сопла возврата.

Скорость в подподовой топке, т.е. скорость движения смеси продуктов сгорания с возвратом, следующая:

$$W_T = V_{см} / F_T, \quad (9)$$

где $V_{см}$ – расход смеси продуктов сгорания с возвратом, $\text{м}^3/\text{с}$; F_T – площадь поперечного сечения подподовой топки, м^2 .

$$V_{см} = V_c + V_o + V_b, \quad (10)$$

где V_o – расход отработанных продуктов сгорания, поступающих из рабочего пространства печи, $\text{м}^3/\text{с}$; V_b – расход возврата, поступающего через сопло возврата, $\text{м}^3/\text{с}$; V_c – расход свежих продуктов сгорания, поступающих от горелки, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_c = V_{c0} \cdot (1 + \beta \cdot t_c), \quad (11)$$

где V_{c0} – расход топливоздушной смеси при н.у., $\text{м}^3/\text{с}$; $\beta = 1/273$ – коэффициент объемного расширения, $1/\text{K}$.

До подачи возврата первичная кратность рециркуляции равна $U = M_o / M_c$. При переходе от массовых расходов к объемным фор-

мула примет вид $U = \frac{V_o \cdot \rho_o}{V_c \cdot \rho_c} = \frac{V_o \cdot 1}{V_c \cdot v}$, где v – температурная поправка, учитывающая отличие температур свежих продуктов сгорания от отработанных, равная:

$$v = \frac{\rho_c}{\rho_o} = \frac{\rho_o \cdot (1 + \beta \cdot t_o)}{\rho_o \cdot (1 + \beta \cdot t_c)} = \frac{1 + \beta \cdot t_o}{1 + \beta \cdot t_c}, \quad (12)$$

где β – коэффициент объёмного расширения.

С учётом вышеизложенного формула (10) примет вид:

$$\begin{aligned} V_{см} &= V_c + U \cdot V_c \cdot v + m \cdot (V_c + U \cdot V_c \cdot v) = \\ &= V_{c0} \cdot (1 + \beta \cdot t_c) \cdot (U \cdot v + m \cdot (1 + U \cdot v) + 1). \end{aligned} \quad (13)$$

Тогда $W_T = \frac{V_{c0} \cdot (1 + \beta \cdot t_c) \cdot (U \cdot v + m \cdot (1 + U \cdot v) + 1)}{F_T}$. (14)

Скорость в канале входа:

$$W_{вх} = \frac{V_{см}}{F_{вх}} = \frac{V_{c0} \cdot (1 + \beta \cdot t_c) \cdot (U \cdot v + m \cdot (1 + U \cdot v) + 1)}{F_{вх}}. \quad (15)$$

Скорость в канале выхода $W_{вых} = V_{вых} / F_{вых}$, где $V_{вых} = V_{см} - m \cdot (V_c + V_o) = V_c \cdot (1 + U \cdot v)$.

Тогда $W_{вых} = \frac{V_{c0} \cdot (1 + \beta \cdot t_c) \cdot (1 + U \cdot v)}{F_{вых}}$. (16)

Расход в канале выхода $V_{вых}$ соответствует расходу смеси продуктов сгорания до добавления струи возврата.

Расход смеси продуктов сгорания, а, соответственно, и скорость в рабочем пространстве печи можно рассчитать с температурной поправкой этой смеси:

$$V_{см} = \Sigma V_{c0} \cdot (1 + \beta \cdot t_{см}) \cdot (U + m \cdot (1 + U) + 1) \cdot \chi, \quad (17)$$

где ΣV_{c0} – суммарный расход продуктов горения при н.у., м³/ч; χ – коэффициент вторичной рециркуляции в рабочем пространстве печи.

Скорость смеси продуктов сгорания с возвратом в рабочем пространстве следующая:

$$W_{р.п.} = V_{см} / F_3, \quad (18)$$

где F_3 – площадь проходного сечения проточных зон рабочего пространства печи, м².

После подстановки численных значений [7] геометрических и температурных параметров для случая $t_c = 1200$ °С (как наиболее характерного) получены графические зависимости скорости движения продуктов сгорания в подподовой топке, во входном и выходном каналах и рабочем пространстве от коэффициента возврата m . Зависимости представлены на рис. 4 – 6.

Из уравнений (14, 15, 17) видно линейную зависимость скорости

движения продуктов сгорания в топке, входном канале и рабочем пространстве печи от коэффициента возврата. При достижении максимального значения коэффициента возврата скорость смеси продуктов сгорания увеличивается практически в 2 раза (рис. 4 – 6). Скорость в выходном канале зависит только от первичной кратности рециркуляции.

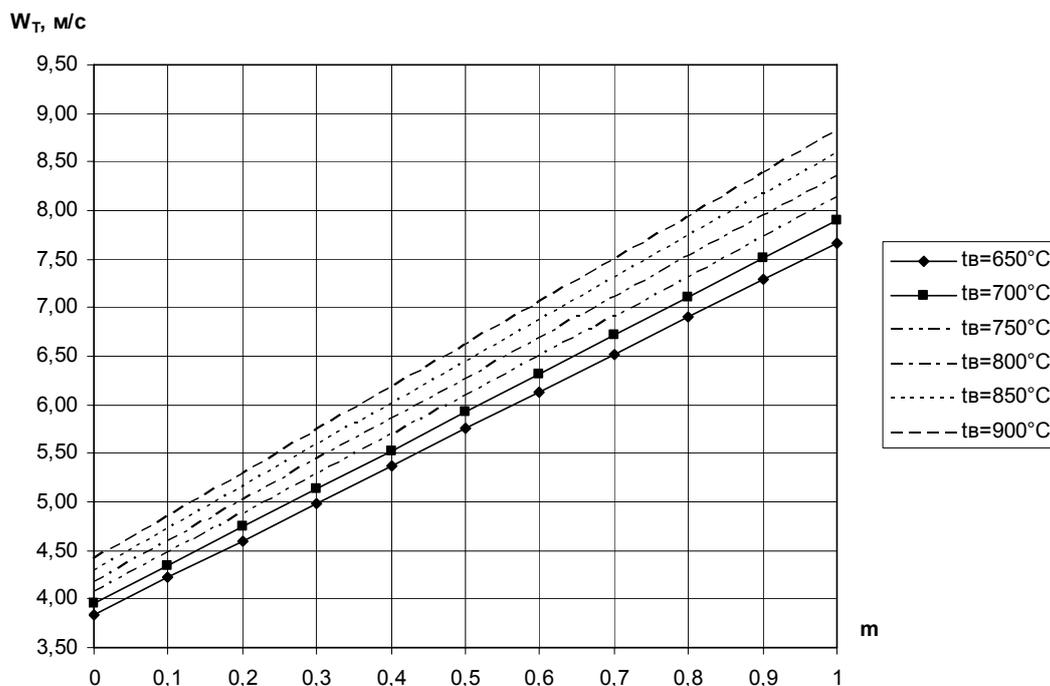


Рис. 4. Зависимость скорости движения в топке от коэффициента возврата при различных температурах возврата

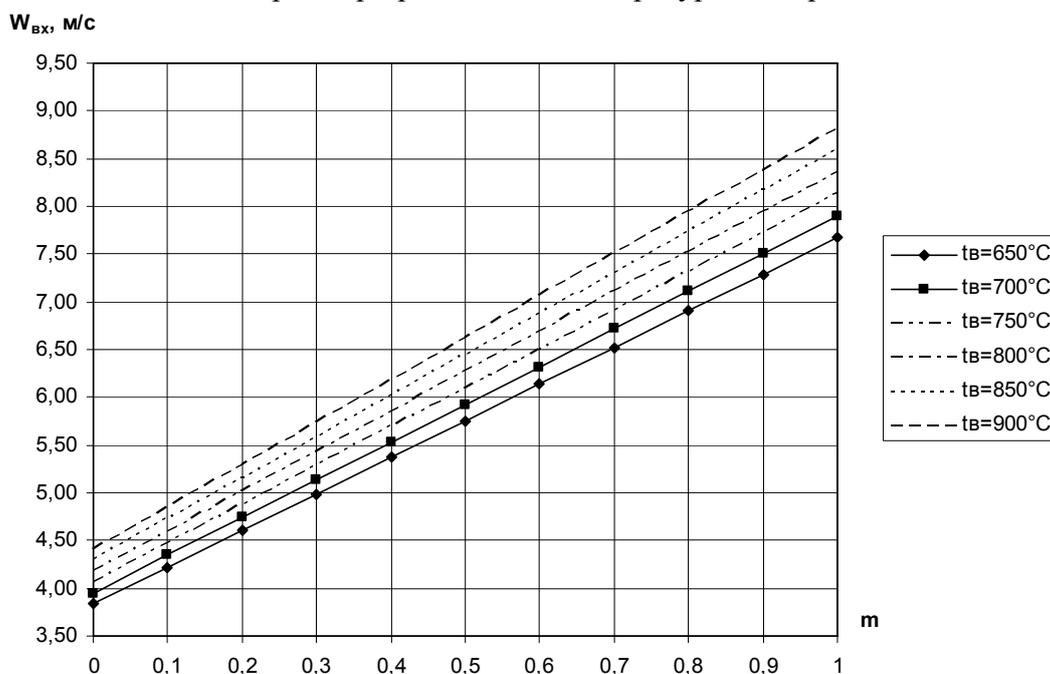


Рис. 5. Зависимость скорости движения во входном канале от коэффициента возврата при различных температурах возврата

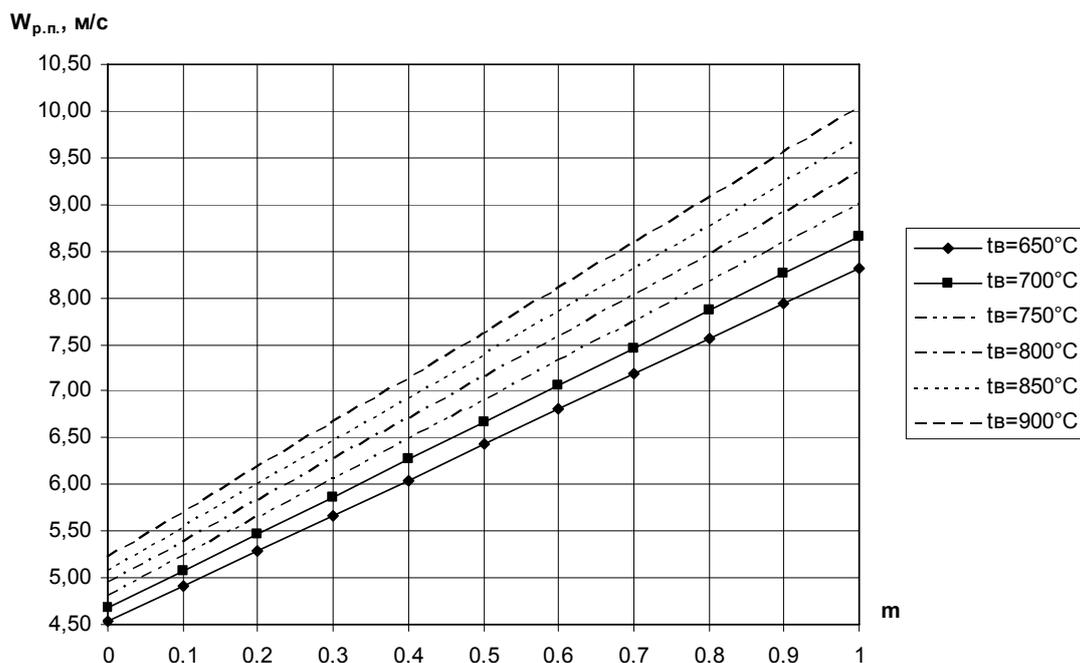


Рис. 6. Зависимость скорости движения в рабочем пространстве печи от коэффициента возврата при различных температурах возврата

Выводы

При достижении коэффициентом возврата максимального значения ($m_{\max} = 1$) суммарная кратность рециркуляции, скорости смеси продуктов сгорания в подподовой топке, во входном канале и рабочем пространстве печи увеличиваются в 2 раза. Также при увеличении коэффициента возврата температура смеси продуктов сгорания стремится к величине температуры возврата.

Список литературы

1. Ревун М. П. Новые схемы импульсного отопления нагревательных и термических печей / Ревун М. П., Баришенко Е. Н., Чепрасов А. И., Башлий С. В., Андриенко А. Н. // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2005. – № 3. – С. 97–100.
2. Управляемая рециркуляция подподовой топки / Г. М. Рыжков, В. Г. Рыжков // *Известия ВУЗов. ЧМ*. – 1987. – № 4. – С. 116–119.
3. А.с. 1171642 СССР, МПК⁴ F 23 C 3/00. Рециркуляционная топка / Г. М. Рыжков, А. А. Ченцов, И. А. Пилипенко (СССР). – № 3681019/24-06 ; заявл. 28.12.83 ; опубл. 07.08.85. – Бюл. № 29.
4. А.с. 9341157 СССР, МПК⁴ F 23 C 3/00. Способ управления рециркуляцией / Г. М. Рыжков (СССР). – 1982. – Бюл. № 21.
5. Пат. 86535 Украина МПК F 27 B 3/20. Спосіб нагрівання виробів в паливній печі / Губинський І. М., Шемет Т. М., Мартинен-

ко Ю. О. ; заявник і патентовласник Національна металургійна академія України. – № a200800092 ; заявл. 02.01.2008 ; опубл. 27.04.2009, Бюл. № 8.

6. Яковлева И. Г. Анализ распределения температуры в рабочем пространстве печи при различных условиях рециркуляции продуктов горения / И. Г. Яковлева, Е. Н. Барищенко, И. Н. Краснокутская // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009.

7. Технический отчёт по теплотехнической наладке камерных термических печей №№ 9, 10, 12, 16-20, 22-24 площадью пода 18,3 м² в термическом цехе ОАО «Днепроспецсталь». – Запорожье : ООО «Фирма ЗМС-93», 2003. – 188 с.

Рукопись поступила 20.12.2010 г.

УДК 669.054

Ярошенко Ю.Г. – д.т.н., профессор, Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина, г. Екатеринбург, Россия

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ РЕСУРСОВ ЧЕРНОЙ МЕТАЛЛУРГИИ: ПРОБЛЕМЫ И РЕШЕНИЯ

В статье рассмотрены проблемы использования вторичных энергетических и материальных ресурсов черной металлургии и пути их решения. Показано, что внедрение мероприятий, направленных на повышение эффективности использования вторичных ресурсов, обеспечивает повышение энергоэффективности технологий, снижение ресурсоемкости на всех стадиях получения металлопродукции, позволяет сохранить первичные топливные и минеральные ресурсы, а также уменьшить загрязнение окружающей природной среды отходами производства и потребления.

Ключевые слова: вторичные материальные ресурсы; вторичные тепловые ресурсы; энергоэффективность; ресурсосбережение.

Развитие металлургической отрасли в современном мире происходит в условиях жесткой конкуренции. Поэтому в этой борьбе, наряду с организационно-экономическим совершенствованием деятельности металлургических предприятий, следует уделять повышенное внимание и технологическим процессам. Проблемы, которые при этом возникают, связаны с разработкой и внедрением новых технологий, а также с улучшением существующих. При этом главное внимание уделяется внедрению мероприятий, связанных с улучшением энергоэффективности технологий и снижению ресурсоемкости на всех стадиях получения металлопродукции.

Первая группа проблем напрямую связана с таким показателем, как энергоемкость производства. Значение этого показателя для производства стали по отдельным странам отличается существенно, о чем свидетельствуют следующие данные:

Страна	Англия	США	Япония	Россия
Расход условного топлива, т у.т./т стали	0,614	0,853	0,867	1,024

Простой расчет показывает, что для достижения лучшего показателя по энергоемкости, характерного для английской металлургии Англии, российским металлургам следует улучшить энергоемкость производства стали на 40 %.

Второй группой не менее важных проблем, стоящих перед металлургами в настоящее время, являются проблемы ресурсосбережения на всех этапах производства – от подготовки сырья и топлива до завершающих стадий обработки проката. Над их решением работают металлурги всего мира. Для российской металлургии эти проблемы обострены тем, что материалоемкость многих металлургических технологий остаётся выше среднемировых. Так, если в США на производство 1 т стали затрачивается 0,361 т чугуна, то в России этот показатель составляет 0,705 т чугуна, что на 49 % выше, чем на металлургических предприятиях США.

В настоящее время для любой технологии, как вновь созданной, так и для усовершенствованной традиционной, улучшение показателей энерго- и ресурсосбережения связано с глубоким использованием вторичных ресурсов. «Золотое правило» такого подхода: *каждый отход следует возвращать, прежде всего, в ту технологию, где он образовался*. При невозможности выполнения этого правила целесообразно образующиеся отходы эффективно использовать в других целях на выгодных условиях.

Вовлечение вторичных ресурсов в металлургические технологии обеспечивает: уменьшение объемов извлекаемых из недр первичных ресурсов; снижение материальных ресурсов и затрат на изготовление продукции; снижение удельных расходов энергетических ресурсов; замещение в ряде случаев импортируемых ресурсов; улучшение состояния окружающей среды.

Следующие сведения могут служить ярким доказательством выгоды использования вторичных ресурсов в металлургии. При использовании в производстве стали 1 тонны лома черных металлов отпадает необходимость в 3 – 4 т руды, в 1 т коксующегося угля, в 1 т известняка и 3 – 5 т энергетических углей. Соответственно сокращаются необходимые мощности рудников и шахт, обогатительных и агломерационных фабрик, коксохимических производств и доменных цехов. Одновременно исключаются неблагоприятные воздействия на природу за счет того, что не будет образовано 20 – 25 т пустой породы, 0,5 – 0,6 т шлака, 1,0 – 2,0 т зольных отходов, а в атмосфере сохранится 10 т кислорода и в водоемах – 65 м³ чистой воды. В настоящее время коэффициент рециркуляции черных металлов в развитых странах составляет около 50 % . На его увеличение направлены усилия научных, проектных организаций и промышленных предприятий.

Для металлургических предприятий вторичные ресурсы подразделяют на энергетические (ВЭР) и на материальные (ВМР) [1]. Их более подробная классификация приведена в табл. 1.

Таблица 1.

Вторичные ресурсы предприятий черной металлургии

Вид ресурса		Вторичные ресурсы
ВЭР	Топливные	Коксовый газ, доменный газ, конвертерный газ, газ дуговых электросталеплавильных печей, газ ферросплавных печей
	Тепловые	Тепло технологических газов, тепло продуктов горения, тепло горячего кокса, тепло горячего агломерата, тепло жидких шлаков, тепло металлопродукции, тепло охлаждающей воды
	Энергия повышенного давления	Энергия колошникового газа, энергия природного газа
ВМР	Твердые	Металлический лом, отвальные шлаки, пыли газоочисток, огнеупорный лом
	Жидкие	Шлаки, шламы газоочисток, сточные воды, травильные растворы
	Газообразные	Азот, диоксид углерода, диоксид серы

Вторичные энергетические ресурсы.

Топливные ВЭР на предприятиях черной металлургии представлены газовыми средами, образующимися при реализации различных металлургических технологий. Их тепловая ценность и выход на единицу продукции определяются составом исходной шихты, физико-химическими процессами, свойственными той или иной технологии. Общим для топливных ВЭР является наличие в газах горючих компонентов – CO , H_2 , CH_4 , C_mH_n и др.

Доменный и коксовый газ среди топливных ресурсов по масштабам потребления занимает одно из первых мест. Эти газы широко применяют для отопления нагревательных печей, печей для термообработки металлопродукции, для сушки, для обжига сырья и других целей. Уровень использования этих газов достигает 90 – 100 %.

Конвертерный газ из-за значительных колебаний по выходу, а также в силу периодичности сталеплавильного процесса в конвертере для технологических целей не используется, несмотря на то, что

существуют конструкторские решения по его применению для подогрева металлического лома, руды или окатышей, а также для обжига известняка. Между тем использование химического и физического тепла конвертерных газов для подогрева известняка и окатышей только до 900 °С позволяет дополнительно переработать в конвертере (на 100 –тонную плавку) 2,1 т окатышей и снизить расход кислорода на 370 м³. В конечном итоге это мероприятие способно привести к увеличению выхода годного металла и снижению себестоимости стали.

Технологический газ дуговых сталеплавильных печей используют для подогрева шихты.

Технологический газ ферросплавных печей применяют для сжигания в котельных завода, для получения перегретого пара с давлением 4,2 МПа. При использовании такого пара в связке «турбина – электрогенератор» удастся компенсировать до 20 – 25 % электрической энергии, подводимой к печи. Известны также случаи применения этого газа в качестве топлива для обжига извести, для предварительного нагрева шихты во вращающихся трубчатых печах. Избыток газа используют для отопления гаражей, предназначенных для размораживания руд в железнодорожных вагонах [2].

Тепловые ВЭР обычно сосредоточены в различных средах, участвующих в металлургических технологиях. Физическое тепло этих сред успешно используется либо в технологических целях, например, для подогрева технологическими газами лома и сыпучих составляющих шихты в технологиях выплавки стали и ферросплавов, либо для выработки электроэнергии. Утилизация вторичных тепловых ресурсов обеспечивает экономию природного топлива или электрической энергии, благодаря чему улучшается энергоэффективность технологического процесса.

Тепло продуктов горения металлургических печей утилизируется в широких масштабах. Продукты горения топлива, совершив работу по нагреву металла, покидают рабочее пространство печей с высокой температурой, для печей по нагреву черных металлов 800 – 1000 °С, для печей термической и химико-термической обработки 400 – 1000 °С. Каждый кубометр продуктов горения при температуре 1000 °С содержит в зависимости от исходного вида топлива от 1100 до 1400 кДж тепловой энергии. Если учесть значительные объемы металлургического производства, то станет очевидным значимость этого вида вторичного ресурса. Для черной металлургии его потенциал только для продуктов горения, покидающих рабочее пространство нагревательных печей и печей термообработки, оценивается в 0,2 т у.т./т проката, а используется же он всего на 25 %.

Для условий работы нагревательной печи на газовом топливе с температурой продуктов горения на выходе из рабочего пространства, равной 1000 °С, представление об экономии топлива в зависимости от температуры подогрева воздуха горения можно получить из анализа следующих данных:

Температура подогрева воздуха для горения, °С	200	300	400	500	600
Величина экономии топлива, %	14,0	21,0	26,0	30,3	34,0

Однако, для более полного вовлечения этого ресурса в технологии нагрева металла необходимы более совершенные по конструкции, стойкости и надежности теплообменники.

В последние годы возрос интерес к использованию низко потенциального тепла продуктов горения. Особенно после того, как были изобретены, исследованы, разработаны теплообменники нового типа – термосифоны и тепловые трубы [3]. Их широкое внедрение относится к началу 70-х годов прошлого столетия. По своей конструкции они исключительно просты. Примерами таких решений служат применение термосифонов и рекуператоров при подогреве воздуха для отопления доменных воздухонагревателей. Термосифон (рис. 1а) должен располагаться вертикально с тем, чтобы возврат конденсата осуществлялся под действием сил тяжести, В этом заключается главная особенность термосифона, как теплообменного устройства. Тепловые трубы (рис. 1б) могут размещаться с отклонением от вертикали.

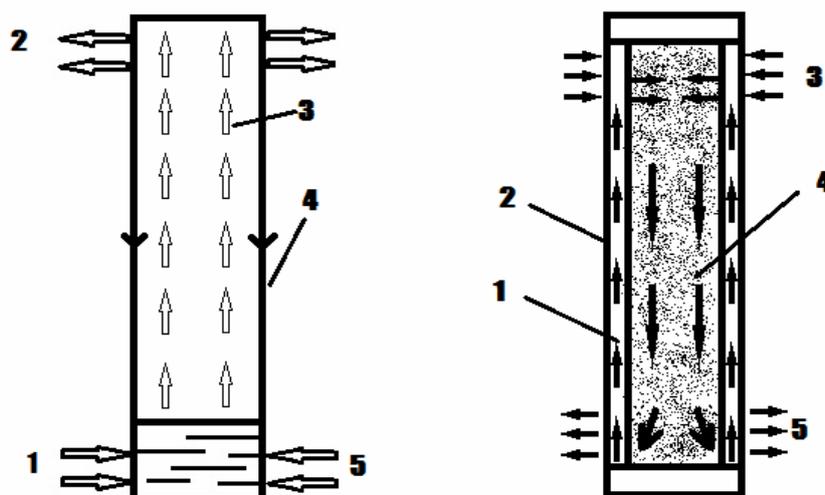


Рис. 1. Термосифон (а): 1 – подвод тепла; 2 – отвод тепла; 3 – пар; 4 – конденсат; 5 – жидкость; тепловая труба (б): 1 – конденсат; 2 – фитиль, 3 – подвод тепла; 4 – пар; 5 – отвод тепла

На блоках бесшахтных воздушнонагревателей Калугина в разных странах мира введены в эксплуатацию:

– около 40 теплообменников на термосифонах, из них 2 в России и остальные – в КНР;

– 8 теплообменников рекуперативного типа по 4 в Украине и Индии.

Тепло горячего кокса передают газовой среде в установках сухого тушения кокса. Нагретый газ затем поступает в котел утилизатор. В конечном итоге физическое тепло кокса трансформируется в электрическую энергию.

Тепло горячего агломерата используют для нагрева воздуха, одна из частей которого предназначается для технологических целей = подгрева шихты, для улучшения теплового баланса зажигательного горна, а другая – для выработки электроэнергии в системе «котел утилизатор – электрогенератор». Для охлаждения агломерата используют различные способы [4]. Исследования, выполненные НИИП «ТОРЭКС» (г. Екатеринбург), показали, что наибольшая эффективность по отбору тепла от горячего агломерата достигается в результате применения чашевого охладителя (рис. 2). Данные рис. 3 указывают на явные преимущества этого охладителя по удельному расходу воздуха на охлаждение агломерата и по нагреву воздуха [5].

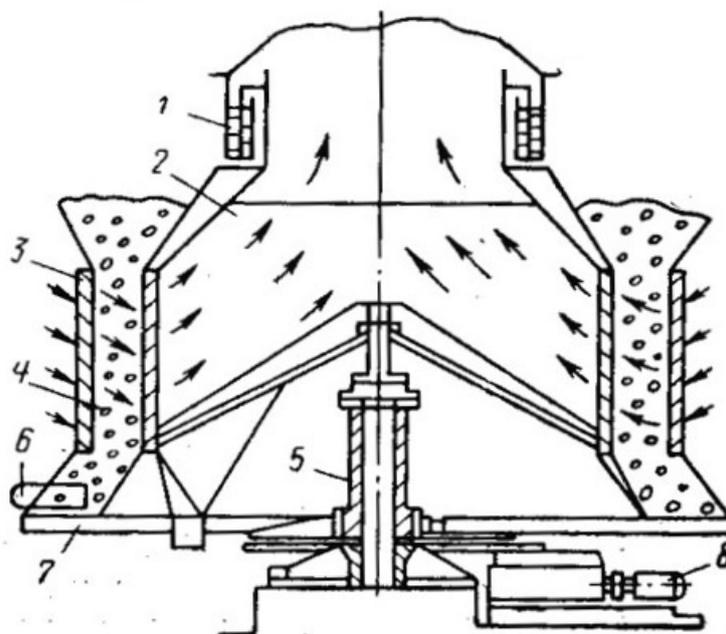


Рис. 2. Схема чашевого охладителя с принудительным просасыванием воздуха: 1 – гидрозатвор; 2 – надконусное пространство; 3 – жалюзийная решетка; 4 – бункер агломерата; 5 – центральная колонна; 6 – сбрасывающий нож; 7 – тарель; 8 – электропривод

Действительно, если по техническим условиям среднемассовая температура агломерата должна быть $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, то для охлаждения в чашевом охладителе потребуется $900\text{ м}^3/\text{т}$ агломерата, в камерном кольцевом – $1200\text{ м}^3/\text{т}$ агл., в линейном – $2200\text{ м}^3/\text{т}$ агл. Эти цифры не следует рассматривать как определяющие при выборе того или иного типа охладителя. Они лишь характеризуют теплотехническую эффективность работы охладителей и не учитывают затрат на конструирование, изготовление, сооружение и эксплуатацию самого охладителя.

Тепло жидких шлаков, как мощный тепловой ресурс, из-за отсутствия достаточно эффективных и, главное, надежных методов и оборудования практически не используется. Metallургический шлак при температурах его выпуска из плавильных печей представляет собой высокотемпературный энергоноситель. Проф. Ю.С. Юсфин оценивает энтальпию доменных шлаков на выпуске передельного чугуна в среднем $1720 - 1850\text{ кДж/кг}$. Это количество тепла в пересчете на тонну шлака эквивалентно по тепловой энергии **более 60 кг условного топлива**. Для сталеплавильных шлаков, имеющих более высокую температуру на выпуске, этот эквивалент по условному топливу еще выше.

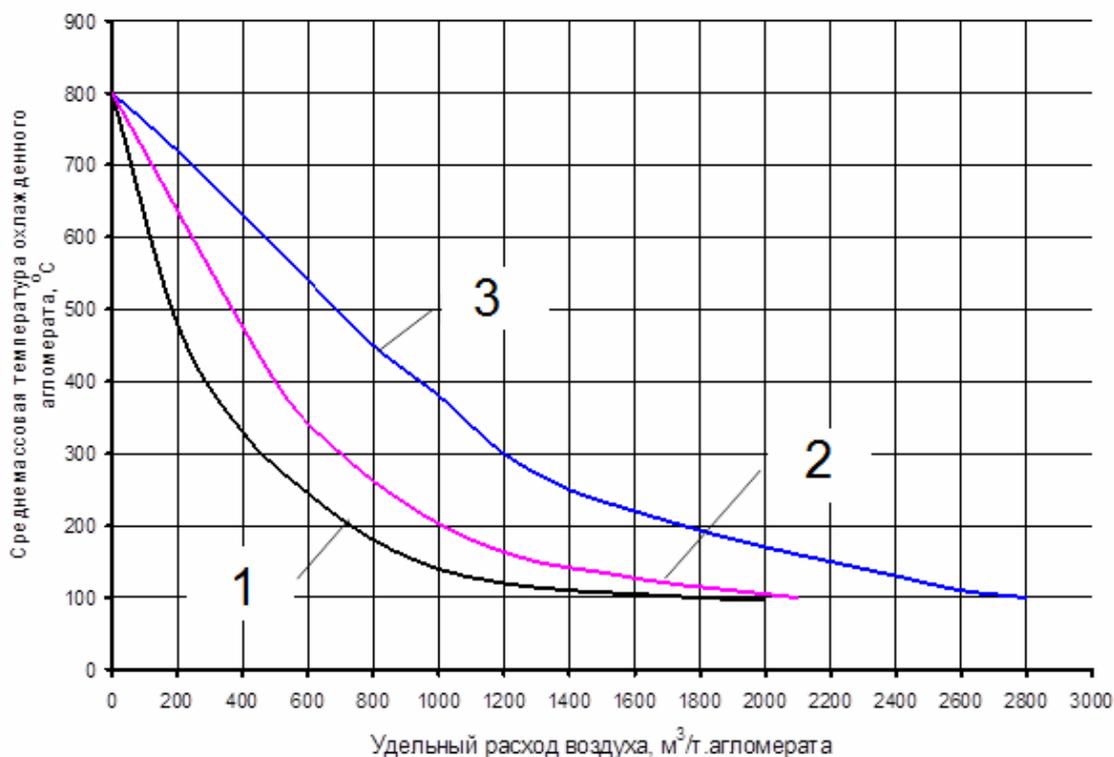


Рис. 3. Зависимость среднемассовой температуры агломерата от удельного расхода воздуха на охлаждение различных охладителей: 1 – чашевый; 2 – кольцевой; 3 – линейный

В Российской Федерации при производстве металлов и сплавов образуется около **30 млн. т жидких шлаков**. Однако существующие технологии обращения с жидкими шлаками не предусматривают использование тепловой энергии таких шлаков, несмотря на обилие оригинальных технических предложений, запатентованных в различных странах мира. Причинами такого положения являются, во-первых, отсутствие достаточно эффективных методов рекуперации тепла жидких шлаков и, во-вторых, – низкая стойкость, а, следовательно, и надежность оборудования для рекуперации.

И в нашей стране, и за рубежом не прекращаются поиски путей, методов и оборудования, способных осуществить создание и промышленное внедрение установок по утилизации тепла расплавленных шлаков.

В качестве примера таких работ может служить установка для переработки и утилизации тепла шлака, разработанная под руководством проф. Л.А. Зайнуллина (ОАО «ВНИИМТ»). Ее схема представлена на рис. 4.

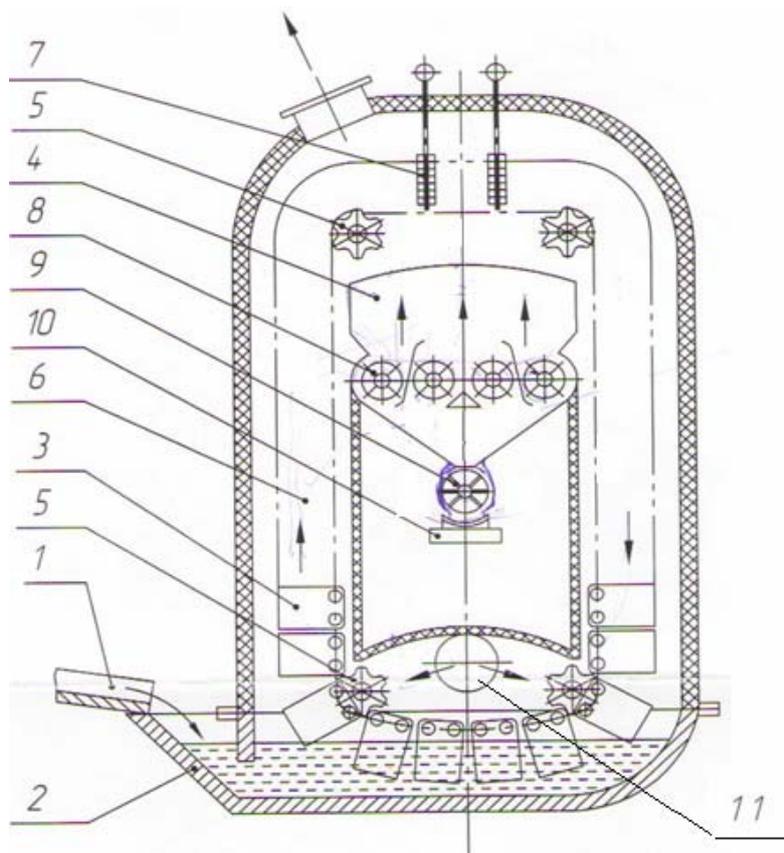


Рис. 4. Схема установки по утилизации тепла жидких шлаков:
 1 – желоб; 2 – накопитель (ванна); 3 – пластины; 4 – теплообменник;
 5 – звездочки; 6 – кристаллизатор; 7 – отбойники; 8 – динамическая
 решетка; 9 – разгрузочное устройство; 10 – конвейер;
 11 – трубопровод для подачи охлаждающего газа

Основными тепловоспринимающими элементами являются ассиметрично расположенные пластины – 3, укрепленные на бесконечной цепи, которая приводится в движение звездочками – 5. Шлак по желобу – 1, периодически, во время его выпуска из доменной печи поступает в накопитель – 2, объем которого обеспечивает непрерывную работу всей установки. Погруженные в ванну накопителя пластины с замороженным на них шлаком при непрерывном движении цепи извлекаются из ванны и попадают в восходящий поток газа. Замороженный шлак по мере подъема приобретает хрупкость в кристаллизаторе – 6, и в верхней части установки под действием ударов отбойника – 7, разрушается и падает на динамическую решетку – 8, теплообменника – 4. Охлажденный шлак с помощью устройства – 9, разгружается на конвейерную ленту – 10, и далее выводится за пределы установки на склад, откуда отгружается потребителям.

Поступающий из трубопровода – 11, воздух разделяется внизу установки на три части: первая – нагреваясь, охлаждает восходящую ветвь с замороженным шлаком, вторая – нагреваясь, охлаждает нисходящую ветвь пластин, освобожденных от шлака, а третья – охлаждает шлак в теплообменнике – 4. В верхней части устройства все потоки нагретой среды (воздуха) сливаются в один поток и выводятся из установки.

Если в качестве охлаждающей среды применяется воздух, то в дальнейшем он может быть использован в системе отопления доменных воздухонагревателей. С той же целью может быть применен и доменный газ, нагрев которого и последующее его использование в системе отопления доменных воздухонагревателей позволит улучшить технико-экономические показатели работы этих устройств за счет исключения необходимости применения природного газа для повышения теплоты сгорания газовой смеси.

Нагретый воздух как промежуточный теплоноситель, может найти применение также и для других целей – сушки материалов, нагрева воды для бытовых нужд и пр.

Проектная проработка рассмотренной установки выполнена для доменных печей сравнительно небольшого объема – до 1000 м³, работа которых оценивается производительностью по перерабатываемому шлаку 3 – 5 т/мин. Описанная технология утилизации тепла жидкого шлака исключает выбросы загрязняющих веществ в окружающую среду, что позволяет считать ее (технологиию) близкой к экологически чистой.

Тепло металлопродукции. Этот тепловой ресурс достаточно велик. Количество тепловой энергии, которым располагает 1 тонна проката при температуре 1000 °С, лежит в пределах 582 – 691 МДж, что эквивалентно энергии, которую можно получить, сжигая 20 – 24 кг услов-

ного топлива. Утилизация тепла металлопродукции, полученной в результате горячей прокатки иликовки, представляет собой важную народно-хозяйственную проблему, которая в настоящее время практически не решается. Между тем, ее решение позволит сохранить в топливном балансе страны сотни тысяч тонн топлива в условном исчислении.

Тепло охлаждающей воды. В традиционных, т.н. проточных, системах охлаждения приобретаемое водой в процессе охлаждения элементов печей тепло относится к низкопотенциальным (низкотемпературным), что затрудняет его рекуперацию. Однако в последние годы все большее распространение получают устройства, способные обеспечить рекуперацию этого тепла – тепловые насосы [6]. Эти устройства по существу «перекачивают» тепло низкого потенциала (энергия источника) на более высокий потенциальный уровень за счет затраты энергии (энергии привода). Таким образом, в нагреваемую среду, поступает некоторое количество тепла, которое складывается из тепла, отобранного от холодного теплоносителя (охлаждающей среды) и работы, подведенной извне для реализации этого процесса. Соотношение этих источников тепловой энергии иллюстрируется данными, приведенными на рис. 5. Обычно, чем выше температура источника тепла, тем меньше затраты энергии на перекачку этого тепла.

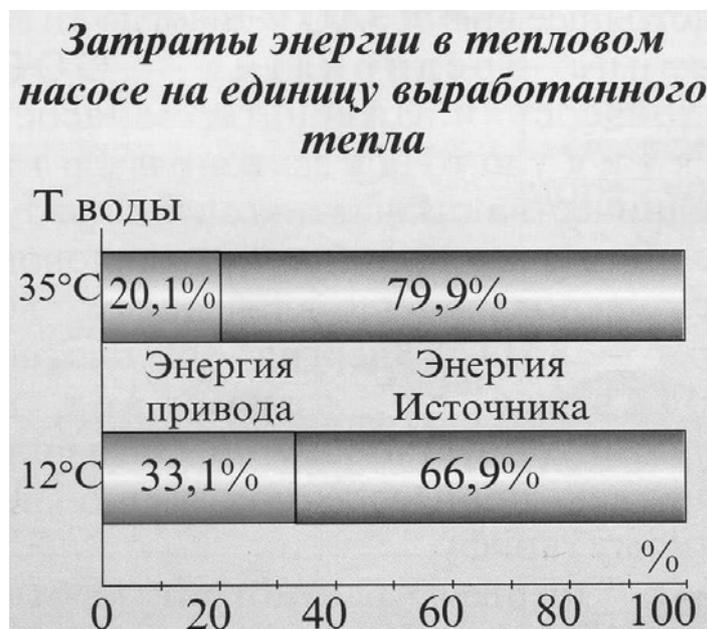


Рис. 5. Диаграмма распределения энергии при работе теплового насоса с электрическим двигателем

Для охлаждения высокотемпературных элементов металлургических печей и тепловых агрегатов с начала 50-х годов XX века используют и системы паро-испарительного охлаждения. Их эффективность

определяется, с одной стороны, пониженным расходом воды, и с другой, – использованием получаемого пара либо для технологических нужд, либо для выработки электрической энергии. Эти два основных достоинства проявляются через существенное (в 50 – 100 раз) снижение расхода воды на охлаждение и улучшение энергоэффективности металлургических технологий [7]. Внедрение подобных систем целесообразно активизировать за счет их распространения на большее число печей и их элементов.

Энергия избыточного давления газов. Опыт использования этого ресурса накоплен в современных доменных цехах, где колошниковый газ повышенного давления направляется в газовую утилизационную бескомпрессорную турбину (ГУБТ) для выработки электроэнергии на входе в газораспределительный пункт предприятия. Подобную схему целесообразно применить и для использования избыточной энергии природного газа, поступающего на металлургические предприятия под давлением в 1,2 МПа. Используя энергию повышенного давления, предприятие обеспечивает себя дополнительной электроэнергией.

Капитальные вложения в тепло-утилизационные установки намного меньше тех, которые, в противном случае, потребовалось бы вложить в добычу топлива, его переработку и доставку к металлургическим предприятиям.

Вторичные материальные ресурсы.

Среди *твердых ВМР* основным вторичным ресурсом является *металлический лом*. Затраты на сбор, транспортировку, подготовку 1 т металлического лома, включая и внутренние ресурсы (отходы) предприятия в 8 раз ниже, чем на выплавку 1 т чугуна. Выгода от его утилизации очевидна. В США 50 % стали выплавляют за счет металлического лома.

На территориях предприятий черной металлургии скопились миллионы тонн *отвальных шлаков*. Работами Уральского института металлов установлено, что в отвальных шлаках содержится до 12 % металлоотходов. Однако экономически эффективная переработка этого вторичного ресурса ведется лишь на некоторых заводах, при этом, кроме металлических отходов, получают абразивный продукт, удобрения и др. Проблема переработки отвальных шлаков может быть решена путем распространения уже имеющегося опыта.

Пыль газоочисток металлургических переделов успешно вовлекается в технологии подготовки железорудного сырья. Проблемы использования железосодержащей пыли появляются лишь в тех случаях, когда эта пыль загрязнена оксидами цветных металлов.

Пыль газоочисток огнеупорного производства, также как и *огнеупорный лом*, после подготовки последнего, вводят в состав шихты

соответствующих технологии получения огнеупоров. За счет совершенствования системы организации сбора и переработки огнеупорного лома может быть значительно увеличена доля вовлекаемого лома в производство огнеупоров.

Среди *жидких ВМР* наиболее полно в металлургии перерабатываются *шлаки*. В технологиях их переработки следует отдавать предпочтение припечным способам.

Технологии использования *шламов мокрой газоочистки и сточных вод* хорошо известны и они могут быть улучшены за счет применения более эффективного оборудования.

Отработанные травильные растворы регенерируют и используют вновь. При этом получают железный купорос. Однако его использование осложнено низким спросом на внутреннем и внешнем рынках.

Газообразные вторичные материальные ресурсы используются далеко не полностью. Если *азот* находит применение, более того, на некоторых металлургических предприятиях он является дефицитным, то *диоксид углерода* практически не используется. Существуют также проблемы утилизации диоксида серы из-за низкой его концентрации в технологических газах. Между тем, в настоящее время существуют методы переработки сернистых газов, если в них концентрация сернистого ангидрида составляет 0,6 – 0,7 %. Находят также применение продукты сероочистки известью, которые используются в дорожном строительстве.

Вовлечение в хозяйственную деятельность предприятий черной металлургии вторичных ресурсов как энергетических, так и материальных, способно повысить конкурентоспособность металлопродукции [8], сохранить первичные топливные и минеральные ресурсы, а также, что не менее важно, уменьшить загрязнение окружающей природной среды выбросами, сбросами и отходами производства и потребления.

Список литературы

1. Ярошенко Ю. Г. Достижения и проблемы российской черной металлургии на современном этапе ее развития. Многоконцептуальность в науке / Матер. межд. научн. конф. Под ред. В. В. Запария. – Екатеринбург : Изд-во УМЦ-УПИ. – 2011. – С. 425–432.
2. Гладких В. А. Ферросплавные электропечи : учебник / В. А. Гладких, М. И. Гасик, А. Н. Овчарук, Ю. С. Пройдак. – Днепропетровск : Системные технологии, 2007. – 259 с.
3. Чи С. Тепловые трубы : Теория и практика / Пер.с англ. В. Я Свиридова. – М. : Машиностроение, 1981. – 207 с.

4. Бабушкин Н. М. Охлаждение агломерата и окатышей / Н. М. Бабушкин, С. Г. Братчиков, Г. Н. Намятов, В. С. Швыдкий, Ф. Р. Шкляр, Ю. Г. Ярошенко. – М. : Metallurgia, 1975. – 208 с.

5. Клейн В. И. Теплотехнические методы анализа агломерационного процесса / В. И. Клейн, Г. М. Майзель, Ю. Г. Ярошенко, А. А. Адеенко. Под ред. Ю.Г.Ярошенко. – Екатеринбург : ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. – 224 с.

6. Везиришвили О. Ш. Энергосберегающие теплонасосные системы тепло- и хладоснабжения / О. Ш. Везиришвили, Н. В. Меладзе. – М. : Изд. МЭИ, 1994. – 160 с.

7. Андоньев С. М. Испарительное охлаждение металлургических печей. Изд.2-е, перер. и дополн. – М. : Metallurgia, 1970. – 424 с.

8. Лисин В. С. Стратегические ориентиры экономического развития черной металлургии в современных условиях. – М. : Экономика, 2005. – 404 с.

Рукопись поступила 01.11.2011 г.

А Н Н О Т А Ц И И

УДК 669.184

Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Тригуб И.Г., Шибакинский В.И.

Влияние геометрии сталеразливочных ковшей на тепловые потери расплава.

С. 3–9.

Рус.

Библ. – 3 назв.

На математической модели исследовано влияние геометрии сталеразливочного ковша на снижение температуры расплава во время его внепечной обработки. Показано, что оптимальное соотношение диаметра ковша и его высоты, обеспечивающее минимальные тепловые потери расплава, зависит от состояния его поверхности. Результаты исследований полезны при проектировании сталеразливочных ковшей.

Ключевые слова: геометрия сталеразливочного ковша; состояние поверхности; охлаждение расплава.

Бейцун С.В., Михайловський М.В., Тригуб І.Г., Шибакінський В.І.

Вплив геометрії сталерозливочного ковша на теплові втрати розплаву.

На математичній моделі досліджень вплив геометрії сталерозливочного ковша на зниження температури розплаву під час його позапечної обробки. Показано, що оптимальне співвідношення діаметру ковша і його висоти, яке забезпечує мінімальні теплові втрати розплаву, залежить від стану його поверхні. Результати досліджень корисні при проектуванні сталерозливочних ковшів.

Ключові слова: геометрія сталерозливочного ковша; стан поверхні; охолодження розплаву.

Beitsun S.V., Mikhailovsky M.V., Trigub I.G., Shibakinsky V.I.

The influence of steel ladle geometry on thermal losses of the melt.

Mathematical model made it possible to investigate the influence of steel ladle geometry on reduction of the melt temperature during its secondary treatment. It is shown that optimum ratio of the ladle diameter and its height, providing minimal heat loss of the melt, depends on the state of its surface. The research results can be useful in designing steel ladles.

Keywords: geometry of steel ladle; state of the surface; cooling of the melt.

УДК 662.9(083)

Бирюков А.Б., Кравцов В.В., Некрасова И.Ю.

Анализ эффективности реконструкции футеровки нагревательных и термических печей.

С. 10–17.

Рус.

Библ. – 4 назв.

Предложены зависимости для анализа эффективности реконструкции футеровки печей, позволяющие определять требуемую величину добавленного термического сопротивления для достижения заданной экономии топлива и срок окупаемости проектов по реконструкции.

Ключевые слова: нагревательная печь; футеровка; теплопотери; изоляционный материал; керамволокно.

Бірюков О.Б., Кравцов В.В., Некрасова І.Ю.

Аналіз ефективності реконструкції футерівки нагрівальних і термічних печей.

Запропоновано залежності для аналізу ефективності реконструкції футерівки печей, що дозволяють визначити необхідну величину доданого термічного опору для досягнення заданої економії палива і строк окупності проектів з реконструкції.

Ключові слова: нагрівальна піч; футерівка; тепловтрати; ізоляційний матеріал; керамоволокно.

Birukov A.B., Kravtsov V.V., Nekrasova I.U.

Efficiency analysis of heating and thermal furnaces fire-clay lining reconstruction.

The paper presents relations for analyzing reconstruction efficiency of furnaces fire-clay lining, which allows to determine the value of the added heat resistance for obtaining specified level of fuel economy and the capital recovery factor.

Key words: heating furnace; fire-clay lining; heat losses; insulation material; ceramic fiber.

УДК 621.771.22.016

Бровкин В.Л., Дорошенко Т.В., Радченко Ю.Н., Лазич Л.

Проектирование камеры охлаждения проката круглого сечения.

С. 18–31.

Рус.

Библ. – 12 назв.

При проектировании новой установки ускоренного охлаждения проката главной задачей является определение размеров камеры охлаждения (диаметр и длина). Для решения этой задачи разработана математическая модель процесса охлаждения проката круглого сечения, позволяющая исследовать влияние конструктивных параметров камеры охлаждения на технологические режимы, на качество охлаждения и энергоэффективность работы охлаждающей установки. Определено, что основными ограничителями при выборе диаметра камеры охлаждения являются давление воды, создаваемое насосом, и температура воды на выходе из камеры охлаждения. Рекомендованы относительные диаметры камеры охлаждения, исходя из условий обеспечения широкого диапазона регулирования охлаждающей способности камеры и минимизации расхода энергии, потребляемой электродвигателем водяного насоса.

Ключевые слова: прокат; камера охлаждения; диаметр; расход воды; температура; энергоэффективность; мощность насоса.

Бровкін В.Л., Дорошенко Т.В., Радченко Ю.М., Лазич Л.

Проектування камери охолодження прокату круглого перетину.

При проектуванні нової установки прискореного охолодження прокату головним завданням є визначення розмірів камери охолодження (діаметр і довжина). Для вирішення цього завдання розроблено математичну модель процесу охолодження прокату круглого перетину, що дозволяє досліджувати вплив конструктивних параметрів камери охолодження на технологічні режими, на якість охолодження та енергоефективність роботи охолоджувальної установки. Визначено, що основними обмежувачами при виборі діаметра камери охолодження є тиск води, що створюється насосом, і температура води на виході з камери охолодження. Рекомендовані відносні діаметри камери охолодження, виходячи з умов забезпечення широкого діапазону регулювання охолоджуючої здатності камери і мінімізації витрат енергії, споживаної електродвигуном водяного насоса.

Ключові слова: прокат; камера охолодження; діаметр; витрата води; температура; енергоефективність; потужність насоса.

Brovkin V.L., Doroshenko T.V., Radchenko Y.N., Lazich L.

Designing cooling chamber for rolled steel of round cross-section.

In designing a new installation for the rapid cooling of the rolled steel it is vital to determine the cooling chamber dimensions (diameter and length). To solve this problem, a mathematical model of the steel cooling process has been developed, which allows to investigate the effect of design parameters of the cooling chamber on technological regimes, quality of cooling and energy efficiency of cooling installation performance. It was

determined that the main limiting factors in selecting the diameter of the cooling chamber are water pressure created by the pump and water temperature at the exit from the cooling chamber. Taking into account conditions enabling to regulate cooling ability of the chamber and minimize power consumption of the water pump electric motor, relative diameters of the cooling chamber are recommended.

Key words: rolled steel; cooling chamber; diameter; water consumption; temperature; energy efficiency; pump power.

УДК 532.525.6

*Гичёв Ю.А., Бершадский А.И., Израелян К.А., Перцевой В.А.
Исследование характеристик импактной газовой струи.*

С. 32–43.

Рус.

Библ. – 5 назв.

Выполнено экспериментальное исследование характеристик импактной газовой струи, в результате которого сделан выбор конструкции сопла, разработана эпюра давлений на днище тупикового канала, имитирующего летку конвертера, и исследованы запирающие свойства газовой струи в процессе стыковки сопла со сталевыпускным отверстием. Экспериментальные данные могут быть использованы при разработке режимов эксплуатации системы газодинамической отсечки шлака.

Ключевые слова: импактная газовая струя; система отсечки шлака; тупиковый канал; сталевыпускное отверстие.

Гічов Ю.О., Бершадський А.І., Ізраелян К.А., Перцевий В.О.

Дослідження характеристик імпаکتного газового струменя.

Виконано експериментальне дослідження характеристик імпаکتного газового струменя, в результаті якого зроблений вибір конструкції сопла, розроблена епюра тисків на днище тупикового каналу, що імітує льотку конвертера, і досліджені запираючі властивості газового струменя в процесі стикування сопла з сталевипускним отвором. Експериментальні дані можуть бути використані при розробці режимів експлуатації системи газодинамічного відсічення шлаку.

Ключові слова: імпактний газовий струмінь; система відсічення шлаку; тупиковий канал; сталевипускний отвір.

Gichov Y.A., Bershadsky A.I., Israelyan K.A., Pertsevoy V.A.

Study of impinging gas jet characteristics.

The experimental research into impinging gas jet characteristics resulted in the selected design of a nozzle, and the curve of pressures on the bottom of the dead end channel which simulates a tapping hole in the con-

verter. The locking properties of the gas jet in the process of docking the nozzle orifice with the tapping hole were also investigated. Experimental data can be used to develop operation modes of gas-dynamic slag cutoff.

Keywords: impinging gas jet; the system of slag cut-off; dead end channel; tapping hole.

УДК 532.525.6

Гичёв Ю.А., Бершадский А.И., Израелян К.А., Перцевой В.А.

Теплообмен при натекании газовой струи на летку сталеплавильного конвертера.

С. 44–54.

Рус.

Библ. – 9 назв.

Исследование относится к системе гидродинамической отсечки шлака при выпуске плавки из сталеплавильных конверторов. Выполнен анализ интенсивности теплообмена по значениям коэффициентов теплоотдачи при втекании газовой струи в канал сталевыпускного отверстия с использованием результатов известных исследований. Полученные коэффициенты теплоотдачи использованы для вычисления тепловых потоков и оценки степени охлаждения шлака в летке сталеплавильного конвертера.

Тепловой расчет взаимодействия струи со шлаком показал, что количество теплоты, аккумулированное газом при контакте со шлаком, и снижение температуры поверхности шлака исключают затвердевание шлака в период отсечки и закупорку летки.

Ключевые слова: теплообмен; газовая струя; шлак; сталевыпускное отверстие; коэффициент теплоотдачи.

Гічов Ю.О., Бершадський А.І., Ізраелян К.А., Перцевий В.О.

Теплообмін при натіканні газового струменя на льотку сталеплавильного конвертера.

Дослідження стосується системи газодинамічного відсічення шлаку при випусканні плавки із сталеплавильних конверторів. Виконано аналіз інтенсивності теплообміну за значеннями коефіцієнтів тепловіддачі при втіканні газового струменя в канал сталевипускного отвору з використанням результатів відомих досліджень. Отримані коефіцієнти тепловіддачі використані для розрахунку теплових потоків та оцінки ступеня охолодження шлаку в льотці сталеплавильного конвертера.

Тепловий розрахунок взаємодії струменя зі шлаком показав, що кількість теплоти, акумульованої газом при контакті зі шлаком, та

зниження температури поверхні шлаку виключають затвердіння шлаку в період відсічення и закупування льотки.

Ключові слова: теплообмін; газовий струмінь; шлак; сталевипускний отвір; коефіцієнт тепловіддачі.

Gichov Y.A., Bershadsky A.I., Israelyan K.A., Pertsevov V.A.

Heat transfer in gas jet impinging on the tapping hole of steelmaking converter.

The study refers to the system of gas-dynamic slag cutoff during steel tapping from the steelmaking converter. Using the results of the known research, we analysed the heat transfer rate on the basis of the coefficient of heat transfer at the point of the gas jet entrance to the channel of the tapping hole. The resulting heat transfer coefficients were used to calculate the heat flows and assessment of slag cooling levels in the tapping hole of the steelmaking converter.

Thermal computation of the jet interaction with the slag showed that the amount of heat accumulated by gas through its contact with the slag, and the decrease in the surface temperature of the slag exclude both solidification of slag in the slag cutoff period and the tapping hole congestion.

Keywords: heat transfer; gas jet; slag; tapping hole; heat transfer coefficient.

УДК 532.5+681.3

Горячкін В.М.

Метод розрахунку нагрівання рідини в циліндричному каналі теплообмінного апарату.

С. 55–62.

Укр.

Библ. – 10 назв.

В роботі представлена математична модель нагрівання рідини в циліндричному каналі теплообмінного апарату. Особливістю моделі є врахування ефективних в'язкості та теплопровідності в турбулентному потоці. Для цього використовується параболічний профіль швидкості, запропонований для турбулентного потоку Бай Ши-и, який краще відповідає відомим експериментальним даним в пристінній зоні. На основі проведених чисельних розрахунків показано, що визначені за представленою математичною моделлю коефіцієнти тепловіддачі від стінок каналу відповідають значенням з критеріальних співвідношень, отриманих з емпіричних даних.

Ключові слова: нагрівання рідини; циліндричний канал; ефективна в'язкість; ефективна температуропровідність; коефіцієнт тепловіддачі.

Горячкин В.Н.

Метод расчета нагревания жидкости в цилиндрическом канале теплообменного аппарата.

В работе представлена математическая модель нагрева жидкости в цилиндрическом канале теплообменного аппарата. Особенностью модели является учет эффективных вязкости и теплопроводности в турбулентном потоке. Для этого используется параболический профиль скорости, предложенный для турбулентного потока Бай Ши-и, который лучше соответствует известным экспериментальным данным в пристенной зоне. На основе проведенных численных расчетов показано, что определенные по представленной математической модели коэффициенты теплоотдачи от стенок канала соответствуют значениям из критериальных соотношений, полученных по эмпирическим данным.

Ключевые слова: нагрев жидкости; цилиндрический канал; эффективная вязкость; эффективная температуропроводность; коэффициент теплоотдачи.

Goryachkin V.N.

Method of calculating the liquid heating in the cylindrical channel of a heat exchanger.

The paper presents a mathematical model of the liquid heating in the cylindrical channel of a heat exchanger. The model takes into account the effective viscosity and thermal conductivity in a turbulent flow. For this purpose, we used a parabolic velocity profile proposed for the turbulent flow by Bai Shi-i, which better corresponds to the known experimental data in the wall zone. On the basis of computational calculations it is shown that the heat transfer coefficients from the channel walls determined by the mathematical model relate to the values of the criterial relations obtained from empirical data.

Keywords: liquid heating; cylindrical channel; effective viscosity; effective temperature conductivity, heat transfer coefficient.

УДК 66.045

Грес Л.П., Каракаш Е.А., Карпенко А.С., Флейшман Ю.М., Поротиков А.И., Щурова Н.И., Буркатовская Е.С.

Моделирование движения компонентов горения в купольной струйно-вихревой горелке доменного воздухонагревателя.

С. 63–70.

Рус.

Библ. – 9 назв.

Приведены основные положения для моделирования сжигания газа и движения компонентов горения в купольной горелке воздухонагревателя доменной печи.

Холодная модель предназначена для исследования характера движения компонентов горения в горелке, их перемешивания, определения аэродинамического сопротивления по газу и по воздуху горения.

Ключевые слова: модель; воздухонагреватель; условия подобия.

Gres L.P., Karakash E.O., Karpenko O.S., Fleishman Y.M., Porotikov O.I., Shurova N.I., Burkatovskaya O.S.

Моделювання руху компонентів горіння в купольному струменево-вихровому пальнику доменного повітрянагрівача.

Приведені основні положення для моделювання спалювання газу і руху компонентів горіння в купольному пальнику повітрянагрівача доменної печі.

Холодна модель призначена для дослідження характеру руху компонентів горіння в пальнику, їх перемішування, визначення аеродинамічного опору по газу і по повітрю горіння.

Ключові слова: модель; повітрянагрівач; умови подібності.

Gres L.P., Karakash E.A., Karpenko O.S., Fleishman Y.M., Porotikov O.I., Schurova N.I., Burkatovskaya O.S.

Simulation of combustion components motion and gas combustion in the dome-shaped jet-vortex burner of the hot stove.

The paper presents basic assumptions for modeling combustion components motion in the dome burner of the blast furnace hot stove.

The cold model is intended for investigating the nature of combustion components motion in the burner, their mixing, and evaluating the drag on the gas and combustion air.

Key words: model; hot stove; similarity conditions.

УДК669.162.2;669.046.5.001.2

Грес Л.П., Самойленко Т.В., Карпенко С.А., Флейшман Ю.М., Волкова М.М., Щурова Н.И.

Основные закономерности продувки свободного пространства доменных воздухонагревателей от взрывчатых газов.

С. 71–79.

Рус.

Библ. – 6 назв.

Проведен анализ процесса продувки свободного пространства доменного воздухонагревателя при переводе его с режима «нагрев» на

режим «дутье». Усовершенствована методика расчета длительности продувки рабочего пространства доменного воздухонагревателя вентиляторным воздухом. Результаты расчетов по этой методике сравниваются с экспериментальными данными и данными расчетов по зависимостям, полученным разными авторами. Предложенный в статье метод имеет преимущество в точности перед последним в связи с более полным учетом факторов, влияющих на длительность продувки. Показано, что применяемые на практике длительности могут быть уменьшены.

Ключевые слова: воздухонагреватель; продувка; свободное пространство; методика расчета; длительность продувки.

Грес Л.П., Самойленко Т.В., Карпенко С.А., Флейшман Ю.М., Волкова М.М., Щурова Н.И.

Основні закономірності продування вільного простору доменних повітрянагрівачів від вибухових газів.

Проведено аналіз процесу продувки вільного простору доменного повітрянагрівача при переведенні його з режиму «нагрів» на режим «дутья». Удосконалено методику розрахунку тривалості продувки робочого простору доменного повітрянагрівача вентиляторним повітрям. Результати розрахунків за цією методикою порівняли з експериментальними даними і даними розрахунків за залежностями, отриманими різними авторами. Запропонований у статті метод має перевагу в точності перед останніми у зв'язку з більш повним урахуванням факторів, які впливають на тривалість продувки. Показано, що тривалості, які застосовуються на практиці, можуть бути зменшені.

Ключові слова: повітрянагрівач; продувка; вільний простір; методика розрахунку; тривалість продувки.

Gres L.P., Samoilenko T.V., Karpenko S.A., Fleishman Y.M., Volkova M.M., Shchurova N.I.

Basic principles of blowing away explosive gases from the free space of blast stoves.

The paper presents analysis of the process of blowing through the free space of the blast stove during its switching from "heating" mode to "blast" mode. The computational method for calculating duration of the blowing through the blast stove working space by the ventilator air has been improved. Results of calculations obtained by this method are compared with experimental data and the data received from calculations of relations, obtained by different authors. The proposed method has the advantage of accuracy due to a more comprehensive view of factors affecting duration of the blowing. It is shown that the duration applied in practice can be reduced.

Keywords: blast stove; blowing; free space; computational method; blowing duration.

УДК 536.421.4

Дремов В.В., Калашикова О.А.

Аналитический расчет затвердевания металла в чугунной изложнице и песчаной форме.

С. 80–89.

Рус.

Библ. – 5 назв.

Вариационным методом решена нестационарная задача затвердевания металла в изложницах с различной теплопроводностью стенок. Выполнены численные расчеты движения фронта затвердевания в чугунной изложнице и песчаной форме на любой момент времени. Из графиков следует, что характер движения фронтов затвердевания в чугунной изложнице и песчаной форме идентичен, но скорость движения фронта затвердевания в чугунной изложнице, в среднем, в 4 раза быстрее, чем в песчаной форме.

Ключевые слова: изложница; теплопроводность стенок; жидкая фаза; тепловое сопротивление; фронт затвердевания; коэффициент теплопередачи.

Дрьомов В.В., Калашикіова О.О.

Аналітичний розрахунок затвердіння металу в чавунній виливниці та піщаній формі.

Варіаційним методом розв'язана нестационарна задача затвердіння металу у виливницях з неоднаковою теплопровідністю стінок. Виконані чисельні розрахунки руху фронту затвердіння в чавунній виливниці та піщаній формі у будь-який момент часу. Із графіків витікає, що характер руху фронтів затвердіння в чавунній виливниці та піщаній формі ідентичний, але швидкість руху фронту затвердіння в чавунній виливниці, у середньому, в 4 рази більше, ніж у піщаній формі.

Ключові слова: виливниця; теплопровідність стінок; рідка фаза; теплова опірність; фронт затвердіння; коефіцієнт теплопередачі.

Dremov V.V., Kalashnikova O.A.

Analytical calculation of metal solidification in a cast iron mold and sand mold.

Nonstationary problem of metal solidification in molds with different heat conductivity of walls is solved by variational method. Numerical calculations are done for metal solidification front motion in a cast iron mold and sand mold at any point of time. The charts show that the character of

metal solidification front motion in a cast iron mold and sand mold are identical, but the speed of solidification front in a cast iron mold is four times as high as that in a sand mold.

Key words: mold; heat conductivity of walls; liquid phase; heat resistance; solidification front; heat conductivity coefficient.

УДК 662.61,537.533

Емельяненко В.И., Малик П.В., Ливитан Н.В., Егоров А.П.

Влияние концентрации угольной пыли в аэросмеси на удельные энергозатраты при ее плазменном воспламенении.

С. 90–95.

Рус.

Библ. – 4 назв.

Выполнен расчет влияния концентрации угольной пыли в аэросмеси при ее плазменном воспламенении на удельные энергозатраты. Увеличение концентрации аэросмеси до значений 1 – 2 кг/кг ведет к снижению удельных энергозатрат. Увеличение мощности плазматрона от 100 до 300 кВт позволяет увеличить расход аэросмеси от 80 до 250 г/с, соответственно, при обеспечении необходимой температуры воспламенения аэросмеси.

Ключевые слова: уголь; плазменное воспламенение; энергозатраты; концентрация.

Смельяненко В.І., Малік П.В., Лівітан М.В., Єгоров О.П.

Вплив концентрації вугільного пилу в аеросуміші на питомі енерговитрати при її плазмовому займанні.

Виконано розрахунок впливу концентрації вугільного пилу в аеросуміші при її плазмовому займанні на питомі енерговитрати. Збільшення концентрації аеросуміші до значень 1 – 2 кг/кг веде до зниження питомих енерговитрат. Збільшення потужності плазматрона від 100 до 300 кВт дозволяє збільшити витрату аеросуміші від 80 до 250 г/с, відповідно, при забезпеченні необхідної температури займання аеросуміші.

Ключові слова: вугілля; плазмове займання; плазматрон; енерговитрати; концентрація.

Yemelyanenko V.I., Malik P.V., Livitan N.V., Yegorov A.P.

Influence of pulverized coal concentration in air-coal mixture on specific power consumption under plasma ignition.

The calculation of the influence of pulverized coal concentration in air-coal mixture on specific power consumption is executed for the case of plasma ignition. Increase in concentration of air-coal mixture to 1 – 2 kg/kg

results in the decline of specific power consumption. Raising plasmatron power from 100 to 300 kWh allows to increase the air-coal mixture consumption from 80 to 250 g/sec, accordingly, providing sufficient temperature of ignition.

Keywords: coal; plasma ignition; power consumption; concentration.

УДК 662.61,537.533

Емельяненко В.И., Малик П.В., Ливитан Н.В., Егоров А.П.

Плазменное воспламенение низкорекреационных высокозольных углей в энергетических котлах.

С. 96–100.

Рус.

Библ. – 9 назв.

Проведен анализ способов плазменного воспламенения угольной пыли. Предложена схема многоступенчатого реактора термохимической подготовки топлива с использованием плазмотрона.

Ключевые слова: низкорекреационный уголь; плазмотрон; многоступенчатое воспламенение.

Ємельяненко В.І., Малік П.В., Лівітан М.В., Єгоров О.П.

Плазмове займання низькорекреційних високозольних вугіль в енергетичних котлах.

Проведено аналіз способів плазмового займання вугільного пилу. Запропонована схема багатоступінчастого реактора термохімічної підготовки палива з використанням плазмотрона.

Ключові слова: низькорекреційне вугілля; плазмотрон; багатоступінчасте займання.

Yemelyanenko V.I., Malik P.V., Livitan N.V., Yegorov A.P.

Plasma ignition of low-reactivity high-ash coals is in power boilers.

The analysis of plasma methods of coal powder ignition was performed. The paper presents a chart of multi-stage reactor of thermochemical preparation of fuel using plasmatron.

Key words: low-reactivity coal; plasmatron; multi-stage ignition.

УДК 621.1.016.

Замыцкий О.В., Бондар Н.В.

Выбор параметров контактных охладителей циркуляционной воды турбокомпрессора.

С. 101–107.

Рус.

Библ. – 20 назв.

Разработан алгоритм модели тепломассообменных процессов в контактном охладителе циркуляционной воды турбокомпрессора «труба Вентури – центробежный сепаратор». Проведены численные исследования параметров контактных охладителей циркуляционной воды. Изучалось влияние скорости воздуха в горловине трубы Вентури и расхода охлаждающей воды на показатели тепломассообмена. Определены рациональные параметры контактного охладителя циркуляционной воды. Разработан алгоритм определения диаметра горловины трубы Вентури.

Ключевые слова: циркуляционная вода; охладитель; труба Вентури – центробежный сепаратор; рациональные параметры.

Zamytskyi O.V., Bondar N.V.

Vибір параметрів контактних охолоджувачів циркуляційної води турбокомпресора.

Розроблено алгоритм моделі тепломасообмінних процесів в контактному охолоджувачі циркуляційної води турбокомпресора «труба Вентурі – відцентровий сепаратор». Проведені чисельні дослідження параметрів контактних охолоджувачів циркуляційної води. Вивчено вплив швидкості повітря в горловині труби Вентурі та витрати охолоджуючої води на показники тепломасообміну. Визначені раціональні параметри контактного охолоджувача циркуляційної води. Розроблено алгоритм визначення діаметру горловини труби Вентурі.

Ключові слова: циркуляційна вода; охолоджувач; труба Вентурі – відцентровий сепаратор; раціональні параметри.

Zamytskyiy O.V., Bondar N.V.

Selecting parameters for contact coolers of turbo compressor circulation water.

The simulation algorithm for heat exchange processes in the contact circulation water cooler of the turbo compressor "Venturi tube – centrifugal separator" was developed. Numerical research into parameters of the circulation water contact coolers was done. It was analysed how the air rate in the Venturi tube neck and the cooling water losses affected the heat exchange indicators. Rational parameters of the circulation water contact cooler were quantified. The algorithm for determining Venturi tube neck diameter was elaborated.

Key words: circulation water; cooler; Venturi tube – centrifugal separator; rational parameters.

УДК 662.61:66.041

Качан Ю.Г., Степкин В.В., Спекторова Ю.Б.

Анализ существующих математических моделей нагревательных печей.

С. 108–112.

Рус.

Библ. – 6 назв.

Приведен анализ существующих математических моделей нагревательных газовых печей с точки зрения пригодности их применения для конструктивной и технологической оптимизации по критерию эффективности.

Ключевые слова: нагревательная печь; математическая модель; динамические процессы; трехмерное пространство; распределение температур.

Kachan Yu.G., Stepinkin V.V., Spektorova Yu.B.

Аналіз існуючих математичних моделей нагрівальних печей.

Наведений аналіз існуючих математичних моделей нагрівальних газових печей з точки зору придатності їх до конструктивної та технологічної оптимізації за критерієм ефективності.

Ключові слова: нагрівальна піч; математична модель; динамічні процеси; тривимірний простір; розподілення температур.

Kachan U.G., Styopkin V.V., Spektorova Y.B.

Analysis of existing mathematical models of heating furnaces.

The paper analyses existing mathematical models of heating gas furnaces from the point of feasibility of their application for design and technology optimization along the efficiency criterion.

Key words: heating furnace; mathematical model; dynamic processes; three-dimensional space; distribution of temperatures.

УДК 339.727

Кирилюк В.С., Мамон Е.М.

Принципи формування екологічно спрямованої стратегії промислового підприємства.

С. 113–118.

Укр.

Библ. – 4 назв.

Розглянуті напрямки удосконалення процесу формування стратегії підприємства із урахуванням екологічних чинників. Наведені принципи та послідовність дій при формуванні екологічної стратегії підприємства. Сформульовані вимоги до постановки екологічних ці-

лей підприємства та розробки його екологічної політики, яка не повинна протидіяти стратегічним цілям діяльності підприємства.

Ключові слова: принципи формування стратегії; екологічні чинники виробництва; екологічна політика; екологозбалансована стратегія.

Кирилюк В.С., Мамон Э.Н.

Принципы формирования экологически направленной стратегии промышленного предприятия.

Рассмотрены направления усовершенствования процесса формирования стратегии предприятия с учетом экологических факторов. Приведены принципы и последовательность действий при формировании экологической стратегии предприятия. Сформулированы требования к постановке экологических целей предприятия и разработке его экологической политики, которая не должна противодействовать стратегическим целям деятельности предприятия.

Ключевые слова: принципы формирования стратегии; экологические факторы производства; экологическая политика; экологосбалансированная стратегия.

Kirilyuk V.S., Mamon E.N.

Principles of forming ecologically savvy strategy of industrial enterprise.

Ways of improving the process of forming the enterprise strategy are considered in terms of ecological factors. The paper analyses principles and sequence of actions in the course of forming the ecological strategy of an enterprise. The article states the necessity to set ecological goals of the enterprise and develop such environmental policy which must not counteract strategic goals of the enterprise activity.

Keywords: principles of strategy formation; ecological factors of production; ecological policy; balanced ecological strategy.

УДК 669.162.252

Кравец В.А., Попов А.Л.

Взрыв брызг чугуна при выделении монооксида углерода на поверхности графита.

С. 119–126.

Рус.

Библ. – 10 назв.

Брызги чугуна при переливах взрываются вследствие выделения монооксида углерода, хотя из кинетической теории жидкости следует, что в гомогенном расплаве столь малого объёма образование пузырька газа невозможно. Показано, что существуют три фактора, делаю-

щими возможным этот процесс: снижение поверхностного натяжения металла на искривлённой поверхности пузырька; наличие твёрдых включений со сложным рельефом поверхности и плохая смачиваемость этих включений металлом. Ни один из этих факторов в отдельности не обеспечивает выделения пузырька CO, но вместе они обеспечивают высокую вероятность взрыва капель металла, диаметр которых превышает 30 мкм.

Ключевые слова: брызги чугуна; графит; взрыв капель.

Кравець В.А., Попов О.Л.

Вибух бризок чавуну при виділенні монооксиду вуглецю на поверхні графіту.

Бризки чавуну при переливах вибухають внаслідок виділення монооксиду вуглецю, хоч з кінетичної теорії рідини маємо, що в гомогенному розплаві малого об'єму утворення пухирця газу неможливо. Показано, що існують три фактори, що роблять можливим цей процес: зниження поверхневого натягнення металу на викривленій поверхні пухирця; наявність твердих включень із складним рельєфом поверхні та погана здібність до змочування цих включень металом. Ні один з цих факторів окремо не забезпечує виділення пухирця CO, але разом вони забезпечують високу ймовірність вибуху крапель металу, діаметр яких більше 30 мкм.

Ключові слова: бризки чавуну; графіт; вибух крапель.

Kravets V.A., Popov A.L.

Explosion of pig iron droplets during carbon monoxide formation on the graphite surface.

Pig iron droplets explode during reladdling due to carbon monoxide emission, although kinetic theory of liquids states that is impossible for a gas bubble to form in homogeneous melt of such small volume. It is shown that there are three factors that make this process possible: reduction of metal surface tension on the wry surface of the bubble; presence of solid inclusions with complex surface configuration and poor wettability of these inclusions by metal. None of these factors alone brings about formation of CO bubble, but together they ensure a high probability of metal droplets explosion, if their diameter exceeds 30 μm .

Keywords: pig iron droplets; graphite; droplets explosion.

УДК 621.793.224:681.536.5

Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И.

Новая система управления тепловым режимом рекуперативных нагревательных колодцев с отоплением из центра пода.

C. 127–130.

Рус.

Библ. – 3 назв.

Разработана автоматизированная система управления тепловым режимом нагревательного колодца, которая обеспечивает необходимое качество сжигания топлива при переменных утечках воздуха в керамических рекуператорах. В отличие от типовой автоматической системы регулирования (АСР) температуры, в которой управляющим воздействием служит расход газа, в новой АСР температуры управляющим воздействием является изменение расхода воздуха. При этом качество сжигания топлива обеспечивается АСР содержания кислорода в отходящих газах. Регулирующий орган изменяет расход газа, поступающего в горелку таким образом, чтобы в продуктах сгорания поддерживалось заданное содержание кислорода.

Ключевые слова: регулирование температуры; расход воздуха; соотношение «газ-воздух»; датчик кислорода.

Радченко Ю.М., Сапов В.Ф., Шибакінський В.І.

Нова система управління тепловим режимом рекуперативних нагрівальних колодязів з опалюванням з центру поду.

Розроблена автоматизована система управління тепловим режимом нагрівального колодязя, яка забезпечує необхідну якість спалювання палива при змінних витратах повітря в керамічних рекуператорах. На відміну від типової автоматичної системи регулювання (АСР) температури, в якій дією, що управляє, служить витрата газу, в новій АСР температури дією, що управляє, є зміна витрати повітря. При цьому якість спалювання палива забезпечується АСР вмісту кисню в газах, що відходять. Регулюючий орган змінює витрату газу, що поступає в пальник так, щоб в продуктах згоряння підтримувався заданий вміст кисню.

Ключові слова: регулювання температури; витрата повітря; співвідношення «газ-повітря»; датчик кисню.

Radchenko Y.N., Sapov V.F., Shibakinskiy V.I.

New thermal mode controlling system of recuperative soaking pits with central bottom heating.

Automated thermal mode control system of the soaking pit is developed, ensuring the necessary quality of the fuel combustion, with intermittent air leaks in ceramic recuperators. In the conventional automated control system (ACS) of temperature, gas consumption serves as regulating agent, while the new ACS is regulated by air consumption. The quality of fuel combustion is ensured by ACS of oxygen control in off-gases. The regulating devices changes consumption of the gas coming into the burner so that the set oxygen content is maintained in combustion products.

Keywords: temperature regulation; air consumption; «gas-air» ratio; oxygen sensor.

УДК 621.783.24:621.1016.4:669.045

Ревун М.П., Каюков Ю.Н., Чепрасов А.И., Иванов В.И., Радченко Ю.Н.

Исследование влияния параметров факела на качество нагрева заготовок при различных режимах отопления пламенной печи камерного типа.

С. 131–136.

Рус.

Библ. – 3 назв.

Выполнены численные исследования влияния длины факела на качественные показатели нагрева стальных заготовок в камерной печи с односторонним боковым отоплением. Установлено, что высокая равномерность нагрева заготовок достигается при сжигании топлива в факеле, полная длина которого сопоставима с шириной рабочего объема данной печи, а также при реализации в период выдержки импульсного режима отопления.

Ключевые слова: камерная нагревательная печь; длина факела; качество нагрева; теплоусвоение; импульсный режим отопления.

Ревун М.П., Каюков Ю.М., Чепрасов О.И., Иванов В.И., Радченко Ю.М.

Дослідження впливу параметрів факелу на якість нагрівання заготовок за різними режимами опалювання полум'яної печі камерного типу.

Виконані чисельні дослідження впливу довжини факелу на якісні показники нагрівання сталевих заготовок у камерній печі з одностороннім бічним опалюванням. Встановлено, що висока рівномірність нагрівання заготовок сягається під час спалюванні палива у факелі, повна довжина якого зіставлена із шириною робочого обсягу даної печі, а також під час реалізації у період витримки імпульсного режиму опалювання.

Ключові слова: камерна нагрівальна піч; довжина факелу; якість нагрівання; засвоювання теплоти; імпульсний режим опалювання.

Revun M.P., Kayukov Yu.N., Cheprasov O.I., Ivanov V.I., Radchenko Yu.N.

Research into influence of torch parameters on the quality of ingot heating at different regimes for the flaming furnace of chamber type.

Numerical research into the influence of torch length on quality parameters of steel ingot heating in the chamber furnace with one-sided lateral heating has been executed. It is established that high homogeneity of ingot

heating is achieved by incinerating fuel in the torch whose complete length is comparable to the width of the working volume of the furnace, and by realization of the impulsive regime of heating in the period of self-control.

Keywords: chamber heating furnace; length of torch; quality of heating; heat absorption, impulsive regime of heating.

УДК 621.577

Усенко А.Ю., Губинский М.В., Бикмаев С.Р., Перерва В.Я.

Анализ энергетической и экологической эффективности использования теплонасосного оборудования для нужд теплоснабжения.

С. 137–143.

Рус.

Библ. – 6 назв.

В статье представлен анализ эффективности работы тепловых насосов. Определена экономическая и экологическая целесообразность использования этих агрегатов в условиях Украины. Представлено сравнение экологической эффективности работы тепловых насосов и традиционных котельных, работающих на органическом топливе. Показано, что применение тепловых насосов позволяет существенно сократить выбросы парниковых газов в атмосферу.

Ключевые слова: тепловой насос; коэффициент преобразования; парниковые газы; хладагент.

Усенко А.Ю., Губинський М.В., Бікмаєв С.Р., Перерва В.Я.

Аналіз енергетичної та екологічної ефективності використання теплонасосного устаткування для потреб теплопостачання.

У статті представлений аналіз ефективності роботи теплових насосів. Визначена економічна та екологічна доцільність використання цих агрегатів в умовах України. Представлено порівняння екологічної ефективності роботи теплових насосів і традиційних котельних, що працюють на органічному паливі. Показано, що вживання теплових насосів дозволяє істотно скоротити викиди парникових газів до атмосфери.

Ключові слова: тепловий насос; коефіцієнт перетворення; парникові газы; хладагент.

Usenko A.Y., Gubinsky M.V., Bikmaev C.R., Pererva V.Y.

Analysis of energy and environmental efficiency of utilizing heat pumps for heating purposes.

The article presents analysis of the efficiency of heat pumps operation. Economic and environmental feasibility of using these devices in condi-

tions of Ukraine is determined. Environmental efficiency of heat pumps performance is compared to that of traditional boilers working on fossil fuel. It is shown that the use of heat pumps can significantly reduce greenhouse gas emissions.

Keywords: heat pump; conversion coefficient; greenhouse gases; coolant.

УДК 662.749.39

Шилович Т.Б., Соколов М.Ю.

Исследование газовой выделенной при обжиге электродного образца.

С. 144–154.

Рус.

Библ. – 5 назв.

Вследствие экспериментального исследования газовой выделенной при разных скоростях обжига образцов промышленных электродов, сформированных из наполнителя – антрацита и связующего – каменноугольного пека, получены и проанализированы зависимости газовой выделенной и его производных от скорости обжига и температуры. Определено, что максимальное газовое выделение (больше 75 % массы), осуществляется в узком диапазоне (менее 25 %) температур. Показано, что с ростом времени обжига газовое выделение уменьшилось от 9,4 % до 7,6 % массы образца, и это способствовало росту выделения кокса из пека и улучшению физико-механических характеристик электрода. Результаты экспериментального исследования могут быть использованы для составления оптимального графика обжига промышленных электродов.

Ключевые слова: угольные электроды; смесь; пек; наполнитель; обжиг; газовое выделение при обжиге; физико-механические характеристики электрода.

Шилович Т.Б., Соколов М.Ю.

Дослідження газовиділення при опалі зразка електрода.

Внаслідок експериментального дослідження газовиділення при різних швидкостях випалу зразків промислових електродів, сформованих із наповнювача – антрациту та зв'язуючого – кам'яновугільного пеку, отримані та проаналізовані залежності газовиділення та його похідних від швидкості випалу та температури. Визначено, що максимальне газовиділення (більше 75 % обсягу), здійснюється у вузькому діапазоні (менше 25 %) температур. Показано, що з ростом часу випалу газовиділення зменшилось від 9,4 % до 7,6 % маси зразка, і це сприяло

зростанню виділення коксу із пеку та покращенню фізико-механічних характеристик електроду. Результати експериментального дослідження можуть бути використані для складання оптимального графіка випалу промислових електродів.

Ключові слова: вугільні електроди; суміш; пек; наповнювач; випал; газовиділення при випалу; фізико-механічні характеристики електроду.

Shilovich T.B., Sokolov M.Y.

Research into gas emission during the electrode sample roasting.

Owing to experimental research of gas emission at different speeds of roasting samples of industrial electrodes made of a filler (anthracite) and binding (carbon loam), it was possible to obtain and analyze relations of gas emission and its derivatives of roasting rate and temperature. It is defined that the maximum gas emission (more than 75 % of mass), is observed in a narrow range of (less than 25 %) temperatures. It is shown that as time of roasting increased, gas emission has decreased from 9,4 % to 7,6 % of the sample mass, and this resulted in bigger extraction of coke from the loam and improvement of physical and mechanical characteristics of the electrode. Results of the experimental research can be used for drawing up the optimum schedule of industrial electrodes roasting.

Keywords: coal electrodes; mixture; loam; filler; roasting; gas emission during roasting; physical and mechanical characteristics of an electrode.

УДК 658.567.1

Яковлева И.Г., Мных И.Н., Барищенко Е.Н.

К расчёту параметров греющей смеси продуктов сгорания при реверсивной подаче возврата в подподовую топку.

С. 155–163.

Рус.

Библ. – 6 назв.

Проведен анализ способов управления движением газов в термической камерной печи. Рассмотрен способ управления движением газов, а, соответственно, и рециркуляции с помощью возврата. Рассмотрены параметры греющей смеси продуктов сгорания при реверсивной подаче возврата в термической камерной печи. Получена линейная зависимость суммарной кратности рециркуляции от коэффициента возврата. Выведено уравнение, связывающее температуру смеси продуктов сгорания с температурой и коэффициентом возврата. Получены зависимости для расчёта скоростей потока продуктов сгорания в под-

подовой топке, каналах входа и выхода, а также в рабочем пространстве термической печи. Доказано влияние коэффициента возврата на расход смеси продуктов сгорания в рабочем пространстве печи.

Ключевые слова: топка; рециркуляция; реверс; температура; скорость; коэффициент возврата.

Яковлева I.Г., Мних I.М., Барышенко O.М.

До розрахунку параметрів гріючої суміші продуктів згорання при реверсивній подачі возврату в підподову топку.

Проведений аналіз способів управління рухом газів в термічній камерній печі. Розглянутий спосіб управління рухом газів, а, відповідно, і рециркуляції за допомогою возврату. Розглянуті параметри гріючої суміші продуктів згорання при реверсивній подачі возврату в термічній камерній печі. Отримана лінійна залежність сумарної кратності рециркуляції від коефіцієнта возврату. Виведено рівняння, що зв'язує температуру суміші продуктів згорання з температурою і коефіцієнтом возврату. Отримані залежності для розрахунку швидкостей потоку продуктів згорання в підподовій топці, каналах входу і виходу, а також в робочому просторі термічної печі. Доведений вплив коефіцієнта возврату на витрату суміші продуктів згорання в робочому просторі печі.

Ключові слова: топка; рециркуляція; реверс; температура; швидкість; коефіцієнт возврату.

Yakovleva I.G., Mnikh I.N., Barishenko E.N.

Calculating parameters of heating mixture of combustion products during the reverse feeding of return into the under-hearth stove.

The paper analyses methods of gas traffic control in a thermal chamber stove. The method of gas traffic control and accordingly recycling by return, is considered, as well as parameters of heating combustion products mixture during the reverse feeding of return in a thermal chamber stove. Linear equation of total ratio of recycling and the coefficient of return is received. The equation, relating the temperature of combustion products mixture to the temperature and coefficient of return, is deduced. Relations are obtained for calculating combustion products flow rates in the under-hearth stove, the channels of entrance and exit, and also in the working space of the thermal stove. It is proven that the return coefficient influences the consumption of combustion products mixture in the working space of the stove.

Keywords: stove; recycling; reverse; temperature; rate; return coefficient.

УДК 669.054

Ярошенко Ю.Г.

Использование вторичных ресурсов черной металлургии: проблемы и решения.

С. 164–175.

Рус.

Библ. – 8 назв.

В статье рассмотрены проблемы использования вторичных энергетических и материальных ресурсов черной металлургии и пути их решения. Показано, что внедрение мероприятий, направленных на более полное использование вторичных ресурсов, обеспечивает повышение энергоэффективности технологий, снижение ресурсоемкости на всех стадиях получения металлопродукции, позволяет сохранить первичные топливные и минеральные ресурсы, а также уменьшить загрязнение окружающей природной среды отходами производства и потребления.

Ключевые слова: вторичные материальные ресурсы; вторичные тепловые ресурсы; энергоэффективность; ресурсосбережение.

Ярошенко Ю.Г.

Використання вторинних ресурсів чорної металургії: проблеми та рішення.

У статті розглянуто проблеми використання вторинних енергетичних і матеріальних ресурсів чорної металургії та шляхи їх вирішення. Показано, що впровадження заходів, спрямованих на більш повне використання вторинних ресурсів, забезпечує підвищення енергоефективності технологій, зниження ресурсоемності на всіх стадіях отримання металлопродукції, дозволяє зберегти первинні паливні і мінеральні ресурси, а також зменшити забруднення природного довкілля відходами виробництва і споживання.

Ключові слова: вторинні матеріальні ресурси; вторинні теплові ресурси; енергоефективність; ресурсозбереження.

Yaroshenko Y.G.

Utilizing secondary resources of ferrous metallurgy: problems and solutions.

The paper analyses the problems of utilizing secondary power and material resources in ferrous metallurgy and their solutions. It is stated that if an enterprise is committed to maximum using of recycled resources, it results in enhancement of power efficiency in technology, decrease in resource consumption at all stages of metal work production, helps to pre-

serve primary fuel and mineral resources and reduce environmental pollution by industrial and communal waste.

Keywords: secondary material resources; secondary heat resources; power efficiency; preservation of resources.

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Бейцун С.В., Михайловский Н.В., Тригуб И.Г., Шибакинский В.И.</i> Влияние геометрии сталеразливочных ковшей на тепловые потери расплава.	3
<i>Бирюков А.Б., Кравцов В.В., Некрасова И.Ю.</i> Анализ эффективности реконструкции футеровки нагревательных и термических печей.	10
<i>Бровкин В.Л., Дорошенко Т.В., Радченко Ю.Н., Лазич Л.</i> Проектирование камеры охлаждения проката круглого сечения. . . .	18
<i>Гичёв Ю.А., Бершадский А.И., Израелян К.А., Перцевой В.А.</i> Исследование характеристик импактной газовой струи.	32
<i>Гичёв Ю.А., Бершадский А.И., Израелян К.А., Перцевой В.А.</i> Теплообмен при натекании газовой струи на летку сталеплавильного конвертера.	44
<i>Горячкін В.М.</i> Метод розрахунку нагрівання рідини в циліндричному каналі теплообмінного апарату.	55
<i>Грес Л.П., Каракаш Е.А., Карпенко А.С., Флейшман Ю.М., Поротиков А.И., Щурова Н.И., Буркатовская Е.С.</i> Моделирование движения компонентов горения в купольной струйновихревой горелке доменного воздухонагревателя.	63
<i>Грес Л.П., Самойленко Т.В., Карпенко С.А., Флейшман Ю.М., Волкова М.М., Щурова Н.И.</i> Основные закономерности продувки свободного пространства доменных воздухонагревателей от взрывчатых газов.	71
<i>Дремов В.В., Калашишникова О.А.</i> Аналитический расчет затвердевания металла в чугунной изложнице и песчаной форме.	80
<i>Емельяненко В.И., Малик П.В., Ливитан Н.В., Егоров А.П.</i> Влияние концентрации угольной пыли в аэросмеси на удельные энергозатраты при ее плазменном воспламенении.	90
<i>Емельяненко В.И., Малик П.В., Ливитан Н.В., Егоров А.П.</i> Плазменное воспламенение низкорекреационных высокозольных углей в энергетических котлах.	96
<i>Замыцкий О.В., Бондарь Н.В.</i> Выбор параметров контактных охладителей циркуляционной воды турбокомпрессора.	101

<i>Качан Ю.Г., Степкин В.В., Спекторова Ю.Б.</i> Анализ существующих математических моделей нагревательных печей.	108
<i>Кирилюк В.С., Мамон Е.М.</i> Принципи формування екологічно спрямованої стратегії промислового підприємства.	113
<i>Кравець В.А., Попов А.Л.</i> Взрыв брызг чугуна при выделении монооксида углерода на поверхности графита.	119
<i>Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И.</i> Новая система управления тепловым режимом рекуперативных нагревательных колодцев с отоплением из центра пода.	127
<i>Ревун М.П., Каюков Ю.Н., Чепрасов А.И., Иванов В.И., Радченко Ю.Н.</i> Исследование влияния параметров факела на качество нагрева заготовок при различных режимах отопления пламенной печи камерного типа.	131
<i>Усенко А.Ю., Губинский М.В., Бикмаев С.Р., Перерва В.Я.</i> Анализ энергетической и экологической эффективности использования теплонасосного оборудования для нужд теплоснабжения.	137
<i>Шилович Т.Б., Соколов М.Ю.</i> Исследование газовыделения при обжиге электродного образца.	144
<i>Яковлева И.Г., Мных И.Н., Баршненко Е.Н.</i> К расчёту параметров греющей смеси продуктов сгорания в термической печи при реверсивной подаче возврата в подподовую топку.	155
<i>Ярошенко Ю.Г.</i> Использование вторичных ресурсов черной металлургии: проблемы и решения.	164
АННОТАЦИИ.	177

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Збірник наукових праць
Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Національна металургійна академія України

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

Російською та українською мовами

Технічний редактор **Т.М. Шемет**
Коректор **В.О. Гореленко**

Здано на складання 25.11.2011 р.
Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України (протокол № 10 від 28.11.2011 р.)

Оригінал-макет наукового видання розроблено редакцією збірника
«Металлургическая теплотехника» спільно з редакційно-видавничим
відділом Національної металургійної академії України.

Підписано до друку 29.11.11. Формат 84x108/32 Папір офсетний.
Умовн. друк. арк. 12,0. Тираж 300 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 3 (18) –
Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2011.– 204 с.

ISSN 2075-0714

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики в
металургії, ефективного використання палива, моделювання та
експериментального дослідження теплофізичних процесів.

УДК 669.1:621.1