

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

**НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ
УКРАИНЫ**

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Издается с 1999 года

**Дніпропетровськ
«ПП Грек О.С.»
2007**

УДК 574:621.1
ББК 31.3
М 54

Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України
протокол № 5 від 13 червня 2007 р.

Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2007. – 324 с.

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики у металургії, ефективного використання палива, моделювання та експериментального дослідження теплофізичних процесів.

Головний редактор: Величко О.Г., д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія: Губинський М.В., д-р техн. наук, проф. (заступник головного редактора); Іващенко В.П., д-р техн. наук, проф.; Проїдак Ю.С., д-р техн. наук, проф.; Губинський В.Й., д-р техн. наук, проф.; Грес Л.П., д-р техн. наук, проф.; Ревун М.П., д-р техн. наук, проф.; Павлюченков І.О., д-р техн. наук, проф.; Тимошпольський В.І., д-р техн. наук, проф.; Єрємін О.О., канд. техн. наук, доц.; Радченко Ю.М., канд. техн. наук, доц.; Гупало О.В., канд. техн. наук (технічний редактор).

Постановою президії ВАК України № 01 – 05/9 від 08.09.99 р. збірник наукових праць НМетАУ по напрямку “Технічні науки” включений до переліку видань, у яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук.

ISBN 966-96596-4-7

© Національна металургійна академія України, 2007

Абдулин М.З. – канд. техн. наук, докторант НТУУ «КПИ»
Дворцин Г.Р. – научный консультант НТЦ «Флогистон»
Жученко А.М. – вице-президент фирмы ЗПК «Спецгазпром»
Кулешов Ю.А. – глав. инженер фирмы ЗПК «Спецгазпром»
Милко Е.И. – глав. технолог фирмы ЗПК «Спецгазпром»

ЭФФЕКТИВНОЕ СЖИГАНИЕ ТОПЛИВА В ОГNETЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТАХ МЕТАЛЛУРГИИ

Проведен обзор существующих горелочных устройств и современных технологий сжигания топлива. Выполнены аналитические и экспериментальные исследования струйно-нишевой системы смешения и стабилизации горения. Определены принципы построения высокоэффективной технологии сжигания топлива. Приведен опыт внедрения струйно-нишевой технологии на огнетехнических объектах энергетики и металлургии.

Введение

По экспертным оценкам в Украине насчитывается около 2 млн. топливосжигающих устройств (теплогенераторы, сушила, печи различного назначения, контактные водонагреватели, котлы и т.д.), которые потребляют около 75 млрд. м³ природного газа в год [1].

Мощным потребителем природного газа являются промышленные и отопительные котельные (более 2 тыс. котлов), причем их КПД составляет в среднем около 75 %. Подавляющее количество конструкций печей различного назначения морально устарели и отличаются низким значением КПД.

Такое положение характерно для всех типов огнетехнического оборудования (ОО) в различных отраслях национальной экономики. Как известно, основным элементом огнетехнического оборудования является горелочное устройство (ГУ), работа которого определяет экономичность, надежность и экологическую безопасность объекта в целом. Потребности производства подталкивают к поиску соответствующих подходов, позволяющих создавать ГУ необходимой эффективности.

Несмотря на то, что в настоящее время в мировой практике насчитывается много ГУ различных фирм (включая “Siemens”, “Weishaupt”, “Riello”, “Girsh”,....) пока не существует ГУ, в полной мере удовлетворяющих всем современным требованиям с точки зрения экономичности, экологической безопасности и надежности.

Современные требования создания ГУ

Для формирования подходов к созданию эффективной технологии сжигания топлив необходимо, прежде всего, четко сформулировать современные требования к ГУ [2].

1. Легкий и надежный розжиг при минимально возможном расходе газа (для «безхлопкового» розжига котла и обеспечения плавного выхода ОО из «холодного» в «горячее» состояние, либо просушивания ОО).

2. Устойчивое горение в широком диапазоне скоростей горючего и окислителя, в том числе при резких колебаниях давления газа и воздуха.

3. Необходимый диапазон регулирования по мощности (K_p) и коэффициенту избытка воздуха (α) для обеспечения оптимальных режимов сушки футеровки и теплового состояния элементов ОО.

4. Максимально возможная полнота сгорания топлива (η_T) в топочном объеме ОО.

5. Допустимый уровень эмиссии токсичных веществ (NO_x , CO , SO_2 и т.д.) во всем диапазоне нагрузок.

6. Возможность регулировки длины и светимости факела, а также его аэродинамической и концентрационной структуры (для обеспечения необходимой интенсивности и равномерности распределения тепловых потоков), уменьшения вероятности соприкосновения факела с элементами ОО, образования окислительной или восстановительной среды в продуктах сгорания.

7. Минимально возможное сопротивление по трактам горючего и окислителя для обеспечения возможности работы при низких давлениях газа и воздуха, снижения расхода электроэнергии на привод тягодутьевых машин.

8. Надежность и простота регулирования режимов работы для упрощения автоматизации и обеспечения безопасности.

9. Постоянство показателей рабочих характеристик в процессе эксплуатации.

10. Низкий уровень шума.

11. Модульность, позволяющая набирать ГУ необходимой мощности из автономно работающих модулей.

12. Технологичность, простота изготовления, низкая металлоемкость, отсутствие потребности в дорогих материалах.

Необходимо также отметить, что спектр этих требований постоянно расширяется, а нормы (в частности, экологические) ужесточаются. В настоящее время ни одно ГУ, включая лучшие образцы зарубежных фирм, не удовлетворяет этим требованиям в комплексе.

Многолетние исследования основных компонентов рабочего процесса ГУ (аэродинамика течения горючего, окислителя и продук-

тов сгорания; химическое реагирование горючего и окислителя; процессы теплопередачи), проведенные в лаборатории горения КПИ, выявили определяющую роль аэродинамических процессов, что позволило классифицировать типы ГУ по нескольким газодинамическим схемам подачи горючего и окислителя (рис. 1) [2].

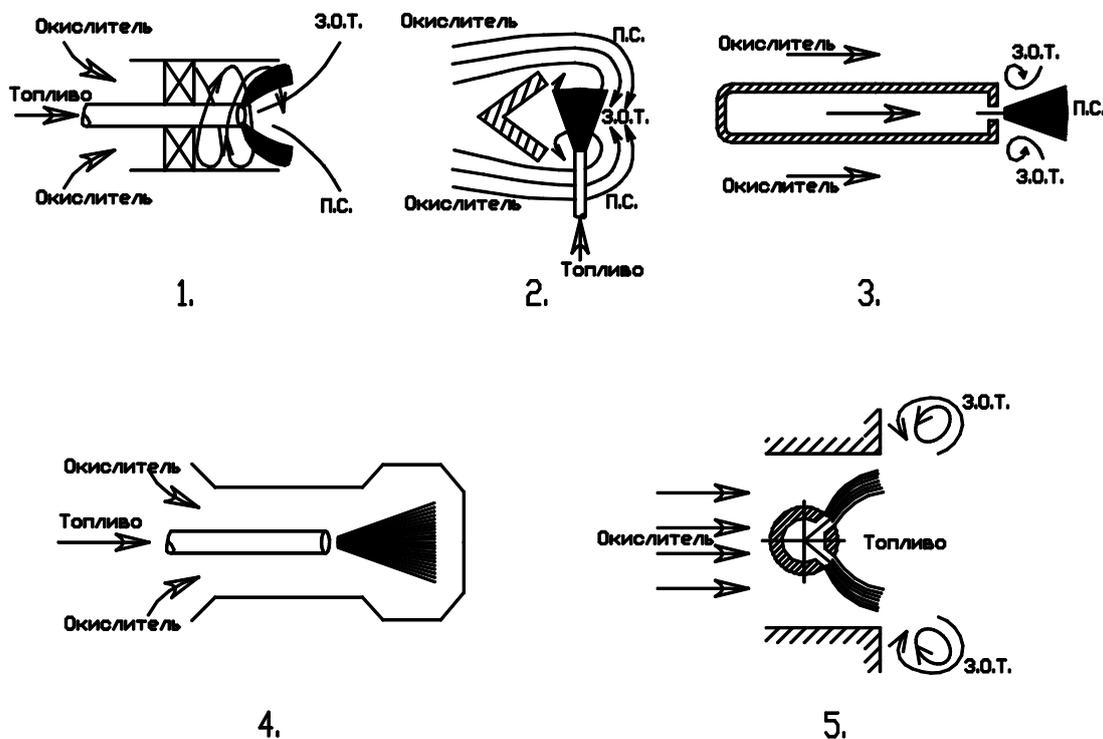


Рис. 1. Газодинамические схемы горелочных устройств

Анализ работы ГУ с различными аэродинамическими схемами показал, что основными причинами их недостаточной эффективности при переменных режимах являются [3, 4]:

- разрушение циркуляционных зон высоко нагретых продуктов сгорания, обеспечивающих аэродинамическую стабилизацию горения;
- нарушение равномерности распределения горючего в потоке окислителя;
- выход концентрации топливной смеси в зонах обратных токов (ЗОТ) за пределы воспламенения.

Из этого следует, что для создания эффективного ГУ необходимо обеспечить устойчивую аэродинамическую структуру течения горючего, окислителя и продуктов сгорания в широком диапазоне скоростей с необходимым концентрационным полем топливной смеси.

Аналитические и экспериментальные исследования [3, 4, 5] показали, что ГУ, реализующее современную технологию сжигания топлива, должно обеспечивать:

- рациональное первоначальное распределение горючего в потоке окислителя;
- высокий уровень интенсивности турбулентности в области образования топливной смеси;
- устойчивую, управляемую, аэродинамическую структуру течения горючего, окислителя и продуктов сгорания с зонами обратных токов в области стабилизации факела;
- саморегулируемость состава топливной смеси в зоне обратных токов.

Основные результаты исследования

Новая технология сжигания топлива основывается на газодинамической схеме, предусматривающей поперечную подачу горючего в сносящий поток окислителя перед вихреобразователем в виде ниш (струйно-нишевая система) (рис. 2) [3, 4, 5].

Режимные и геометрические параметры исследования такой газодинамической схемы менялись в следующих диапазонах:

$$W_B = 5..120 \text{ м/с}; \quad W_G = 0..300 \text{ м/с}; \quad \bar{q} = 0..220; \quad T_0 = 323..344 \text{ К};$$

$$P_0 = 1,1 \times 10^5 \text{ Па}; \quad L = 20..75 \text{ мм}; \quad H = 10..50 \text{ мм}; \quad L/H = 0,4..7,5;$$

$$d_G = 2; 2,5; 3; 4 \text{ мм}; \quad \bar{S} = 2..8; \quad l = 15..60,$$

где W_G , W_B – скорость горючего и окислителя; G_G – расход горючего через систему отверстий; $\bar{q} = \rho_G W_G / \rho_B W_B$ – гидродинамический параметр; T_0 – температура окружающего воздуха; P_0 – давление газа.

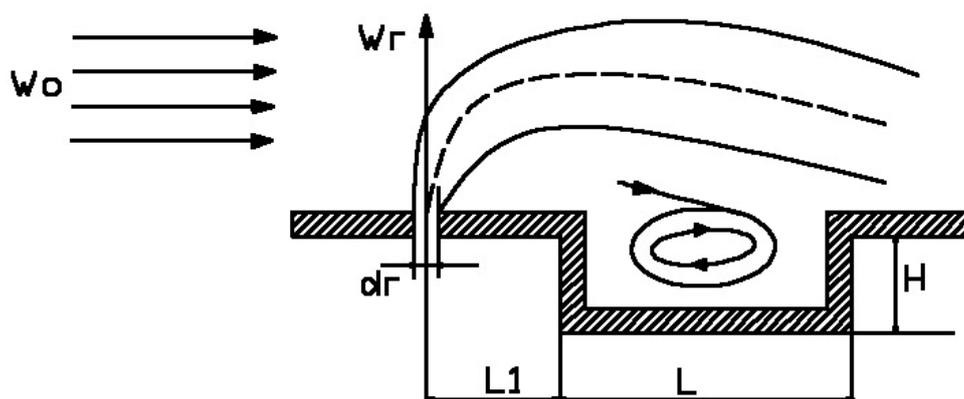


Рис. 2. Газодинамическая схема с подачей горючего однорядной системой струй перед нишевым вихреобразователем

Струйно-нишевая система обладает устойчивой вихревой структурой с переменным объёмом устойчивой циркуляционной зоны и постоянным составом топливной смеси в области стабилизации факела. На рис. 3а видно образование устойчивой вихревой зоны обратных токов (ЗОТ), расположенной ниже границы нулевых скоростей $W_0 = 0$. При увеличении скорости истечения газа из отверстий размер ЗОТ прямо пропорционально увеличивается, обеспечивая необходимую интенсивность смесеобразования и стабилизацию горения (рис. 3б).

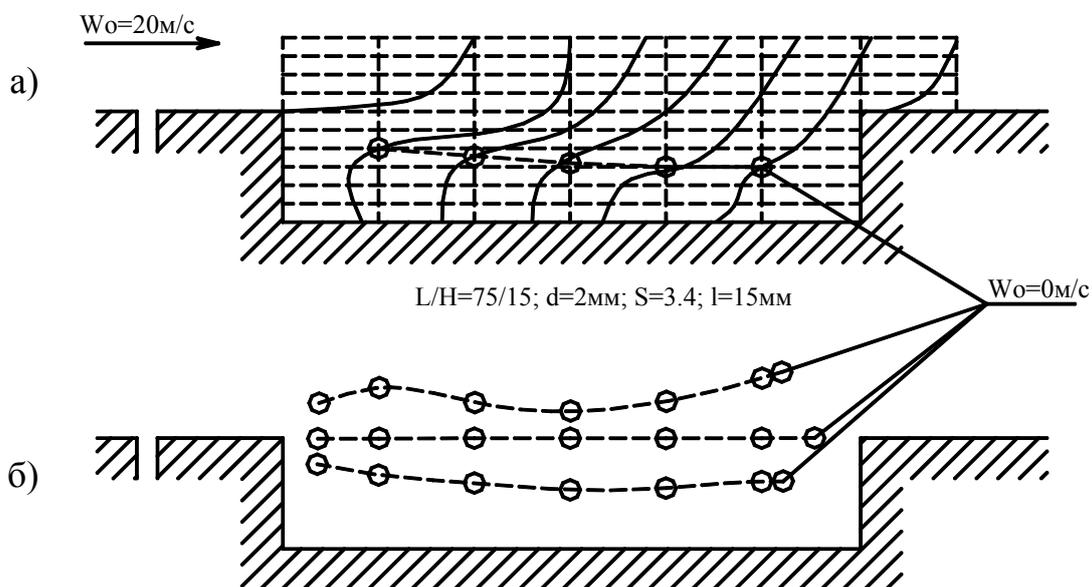


Рис. 3. Формирование циркуляционных зон струйно-нишевой системы

Путь реализации эффективной технологии сжигания – расположение струйно-нишевой системы на автономном пилоне-коллекторе. Такой горелочный модуль замыкает на себя все стадии рабочего процесса – распределение горючего в потоке окислителя, смесеобразование до необходимого уровня концентрации, воспламенение топливной смеси, стабилизация факела и формирование концентрационных, скоростных и температурных полей продуктов сгорания. Горелочный модуль активно охлаждается окислителем и горючим, и вследствие саморегулируемости состава топливной смеси не требует сложной автоматики управления [4]. Исследования рабочего процесса такого автономного модуля показали неоспоримые преимущества такой схемы – существенное сокращение длины факела за счет двустороннего подвода окислителя.

Исследования различных модификаций решеток из струйно-нишевых пилонов (рис. 4) показали высокую интенсивность выгорания при минимально возможных коэффициентах загромождения потока, что является предпосылкой к малому аэродинамическому сопротивлению таких систем и обосновывает возможность создания ГУ на их основе.

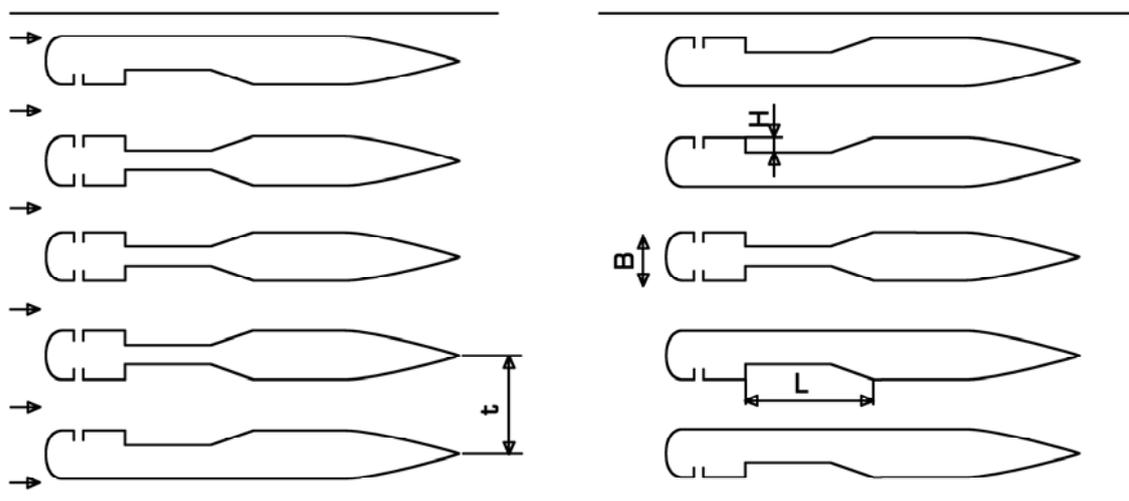


Рис. 4. Решетка из струйно-нишевых модулей

$$K_f = \frac{t}{B} = 0,15 \dots 0,5, \quad (1)$$

где K_f – коэффициент загромождения; t – шаг расположения модулей; $B = 10$ мм; $t = 80$ мм; $H = 5$ мм.

$$\bar{L} = L / H = 4. \quad (2)$$

Минимальный характерный размер пилонов, из условия равномерного распределения горючего по отверстиям, составляет $B = 10$ мм.

На рис. 5, представлены результаты исследования выгорания природного газа за пилоном и за системой пилонов. Видно, что длина факела за системой пилонов ($\eta_r = 95\%$) значительно короче, чем за одиночным пилоном. Кроме того, появляется возможность существенно варьировать шаг между пилонами (t) и таким образом доводить коэффициент загромождения потока (k_f) до предельно низких значений 0,15 и ниже.

$$\eta_r = CO_2 / (CO_2 + CO + CH_4) \cdot 100\%; \quad (3)$$

$$\eta_r = 100[1 - e^{-\left(\frac{\bar{L}}{278}\right)}]; \quad (4)$$

$$\bar{L} = \frac{L}{H}. \quad (5)$$

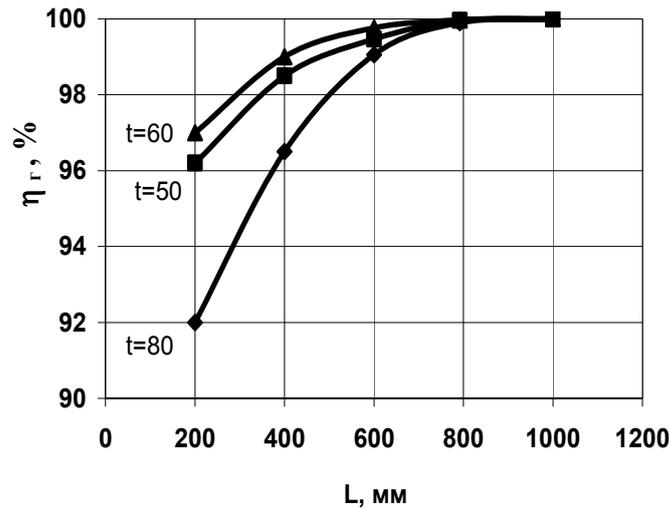
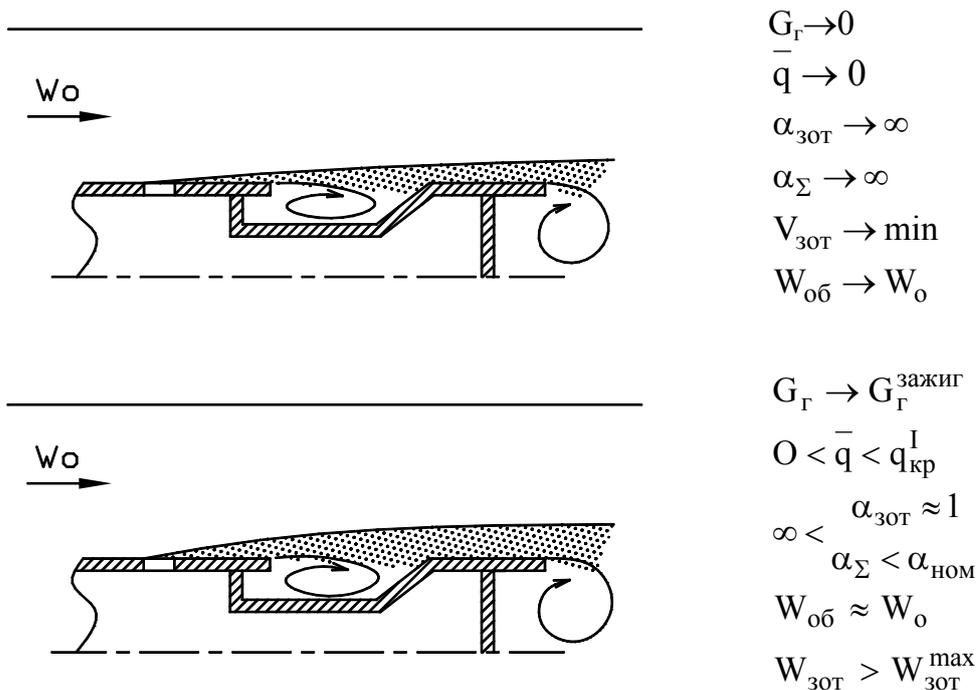


Рис. 5. Выгорание природного газа за решеткой из струйно-нишевых модулей

Экспериментальные и аналитические исследования данных взаимосвязей, а также аномальных явлений аэродинамики и смесеобразования в струйно-нишевой (СН) системе [4, 5] позволили создать физическую модель устойчивого горения в струйно-нишевом модуле (рис. б), которая отражает взаимосвязь структуры течения и смесеобразования в вихревых зонах струйно-нишевого пилона. При изменении расхода газа (G_r) в широких пределах вихреобразование остается устойчивым и только при переходах через критические значения \bar{q} меняется их структура и объем. При этом концентрация топливной смеси в вихрях находится в пределах воспламенения.



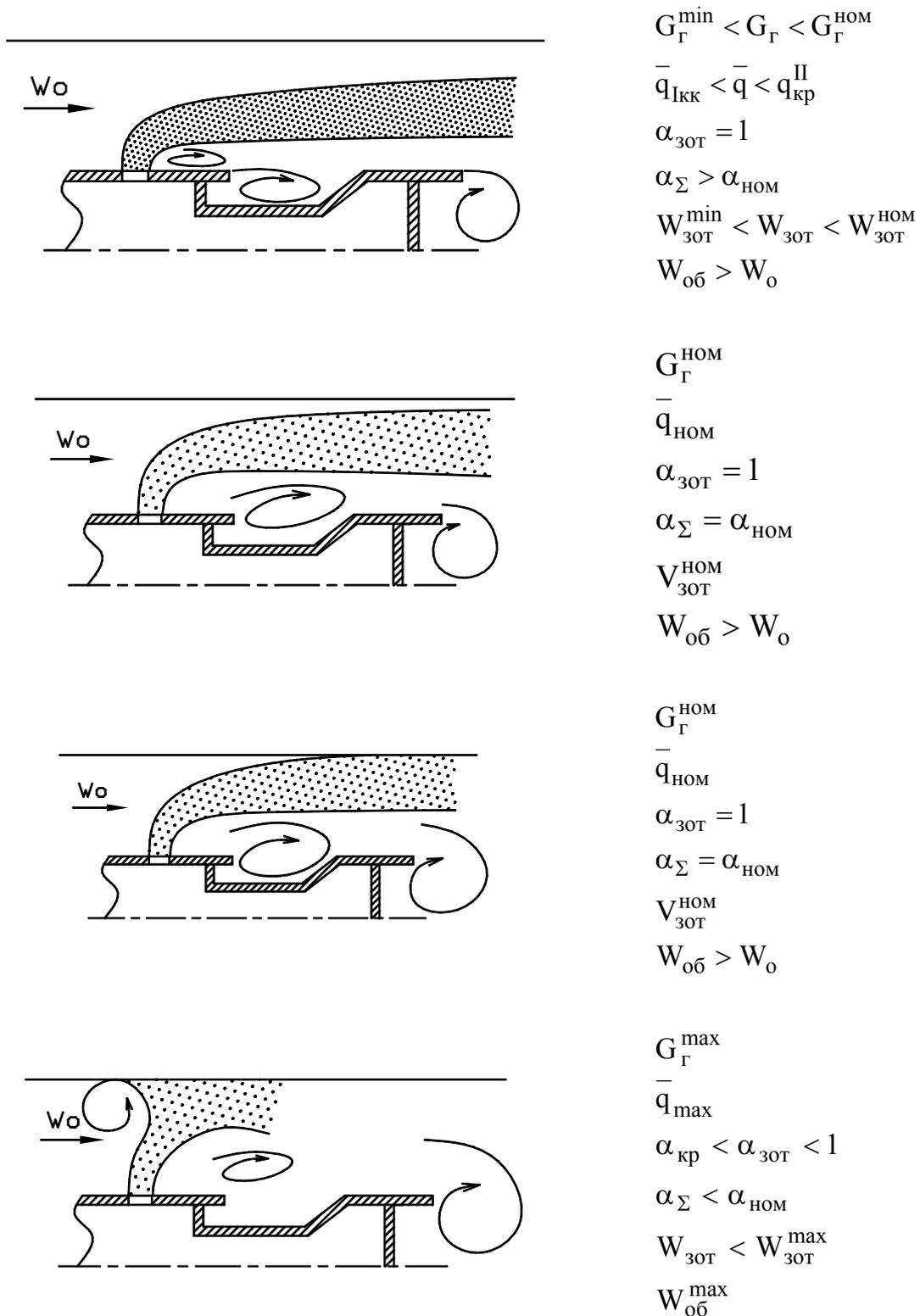


Рис. 6. Физическая модель устойчивого горения в струйно-нишевом модуле

Здесь G_{Γ} – расход горючего через систему отверстий, $\text{м}^3/\text{ч}$; $\bar{q} = \rho_2 W_2 / \rho_6 W_6$ – гидродинамический параметр; $\alpha_{30\Gamma}$ – коэффициент избытка воздуха в вихревых зонах; W_2, W_6 – скорость горючего и оксида, $\text{м}/\text{с}$; $W_{\text{об}}$ – скорость оксида, обтекающего струи газа, $\text{м}/\text{с}$.

Исследования горения природного газа показали, что факел за каждым пилоном имеет устойчивую аэродинамическую структуру и автомоделен по скорости, что позволяет набирать и формировать из них горелочные устройства любой мощности. Измерение удельных тепловыделений в таких факелах при $\alpha \rightarrow 1$ показали, что механизм горения в них приближается к кинетическому и при этом обеспечиваются широкие пределы регулирования.

Зоны обратных токов, отвечающие за стабилизацию горения, в сотни раз по объёму меньше, чем в самых распространенных ГУ типа ГМГ. Они обладают высокой устойчивостью в широком диапазоне изменения скоростей горючего и окислителя вследствие постоянства оптимального состава топливной смеси в зоне обратных токов.

ГУ на основе СН технологии

Выше описанные свойства модуля позволяют компоновать из них ГУ практически для любого огнетехнического объекта. На рис. 7 показаны наиболее распространенные варианты ГУ СНГ с торцевой нишей 7а и системой ниш, образованных на стенке и торце пилон 7б. Причем на рис. 7б показан вариант ГУ со сменными пилонами.

Полученные результаты подтверждают правильность выбранной концепции. По сравнению с наиболее распространенными ГУ типа ГМГ, РГМ и ГА горелки СНГ обладают значительно меньшим сопротивлением по воздушному тракту, и существенно снижают эмиссию окислов азота и избыточного воздуха.

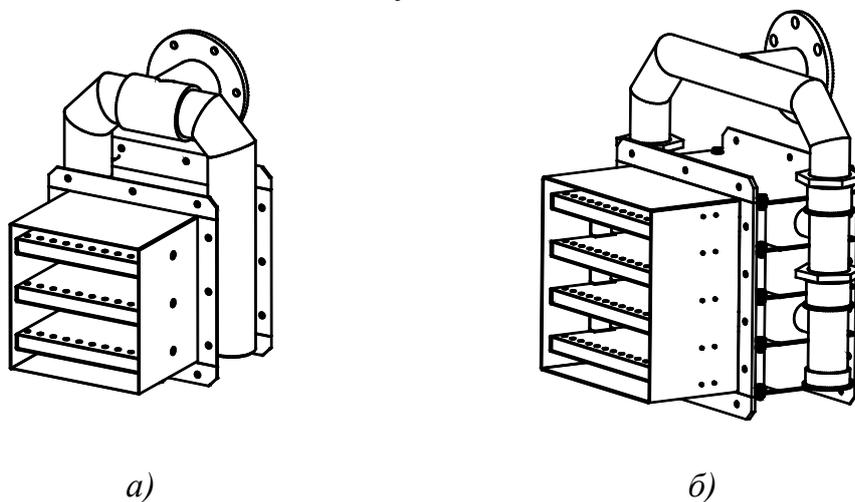


Рис. 7. Струйно-нишевые горелки (СНГ) различной модификации

На всех котлоагрегатах, модернизированных путем замены штатно установленных ГУ на ГУ типа СНГ, достигнуты предельные значения КПД за счет улучшенного смесеобразования и предельного сни-

жения коэффициента избытка воздуха, повышения температурного уровня в топочном пространстве, интенсификации радиационного теплообмена.

Применение горелочных устройств на основе струйно-нишевой технологии на металлургических объектах в топках различного назначения (посты сушки ковша, миксеры, методические печи и т.д.) позволило не только снизить потребление газа до 30 %, но и исключить шлакообразование на футеровке и амбразурах горелок, которое наблюдалось ранее при применении горелок инжекционного и вихревого типов. Кроме того, за счет высокой равномерности температурного поля и возможности варьирования коэффициента избытка воздуха повысилось качество заливаемого металла и снизилось количество отходов.

В настоящее время разработаны технические проекты для:

- применения СНГ при подпитке пылеугольного факела энергетического котла;
- сжигания газа в продуктах сгорания ГТД;
- сжигания искусственных газов (коксовый, доменный и т.д.).

Ниже приведены сравнительные результаты промышленной эксплуатации миксера мартеновского цеха ОАО «Запорожсталь» (рис. 8). После замены двухпроводных ГУ на ГУ типа СНГ было получено: сокращение расхода газа от 20 до 50 %, безопасный запуск горелочного устройства СНГ, равномерность прогрева миксера при пуске и эксплуатации, отсутствие образования настывлей на элементах миксера и горелок, высокая эффективность самоохлаждения горелочных устройств СНГ и улучшение других характеристик технологического процесса.

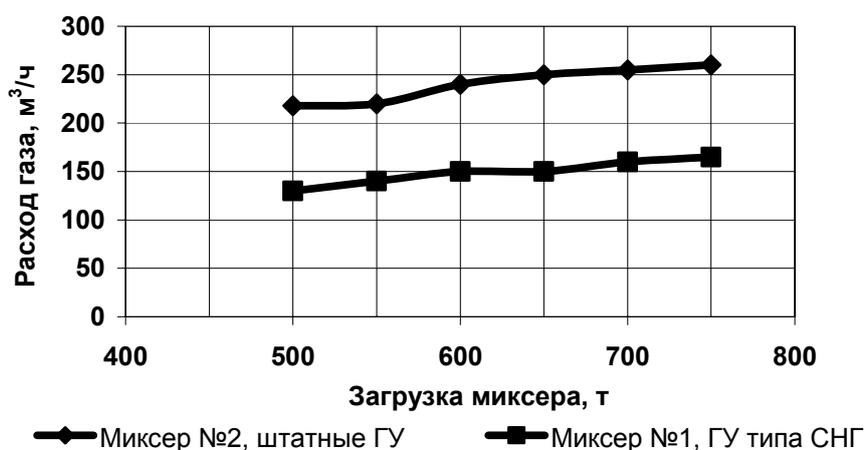


Рис. 8. Зависимость расхода газа от загрузки миксера металлом ОАО «Запорожсталь», мартеновский цех. Температура стенки 1050 °С

Кроме того, обеспечивается существенная экономия электрической энергии за счет снижения нагрузки на тягодутьевые средства (в 1,5 – 2 раза) из-за уменьшения гидравлического сопротивления и количества избыточного воздуха. Во многих случаях ОО работает с отключенными вентиляторами за счет только дымососа.

Многолетние и многочисленные исследования объектов, модернизированных путем замены штатно установленных горелок на горелки СНГ, показали, что значительно улучшается режим эксплуатации за счет плавного и безопасного запуска (при нагрузках 5 – 10 % номинальной мощности и ниже), а также высокой температурной равномерности в топочном пространстве. Это существенно увеличивает межремонтный период службы оборудования.

Внедрение СНТ позволило решать сопутствующие задачи: устранены вибрационные явления на различных котлах за счет упорядоченной аэродинамики течения, было обеспечено устойчивое производство тепловой энергии [6, 7]. Экономические расчеты показали, что СНГ является основой малозатратной модернизации ОО устаревшей конструкции со сроком окупаемости, за счет экономии газа, до 1 года.

Список литературы

1. К основным положениям концепции развития малой энергетики Украины // Долинский А.А., Черняк В.П., Сигал А.И., Базеев Е.Г. / Промтеплотехника, 1998. – Т. 14. – № 4.
2. Абдулин М.З. Некоторые аспекты повышения экономичности и экологической безопасности горелочных устройств // Энергетика, экономика, технология. – 2000. – № 4. – С. 65 – 68.
3. Абдулин М.З. Струйно-нишевая система смесеобразования и стабилизации пламени. Автореферат дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук. – Киев, КПИ, 1986.
4. Абдулін М.З., Ібрагім Джамал. Дослідження пальникового пристрою з поперечною подачею струменів палива // Екотехнології і ресурсосбереження. – 1997. – № 2. – С. 68 – 69.
5. Актуальные проблемы устойчивого развития. Применение новых технологий сжигания топлива // Акилов В.А., Бридун Е.В., Ватачин М.Ю. и др. – К.: Знание, 2003. – С. 430.
6. Глухарев Ю.В., Дубовик В.С. Опыт внедрения горелочных устройств типа СНГ на основе струйно-нишевой технологии сжигания топлива // Новости теплоснабжения. – 2003. – № 11. – С. 20 – 21.
7. Абдулин М.З., Дубовик В.С. Струйно-нишевая технология сжигания топлива на объектах муниципальной энергетики // Новости теплоснабжения. – 2004. – № 11. – С. 19 – 22.

Рукопись поступила 20.04.2007 г.

Абраменков Ю.Я. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

Сысоева Т.Е. – ассистент, НМетАУ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ГАЗОГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ В СВЯЗИ С ТЕПЛООБМЕНОМ В РАБОЧЕМ ПРОСТРАНСТВЕ СЕКЦИОННЫХ ТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Проведен анализ работы газогорелочных устройств типа ГНП секционной термической печи для нагрева и термической обработки труб. Исследована аэродинамика газового и воздушного потоков, в связи с организацией горения. Проведен анализ роли различных видов передачи теплоты в рабочем пространстве секционной печи при расчете ее по общепринятым методикам. Результаты расчетов сравнены с практическими данными работы секционной печи. Показано, что несоответствие результатов расчетов практическим данным связано с тем, что не учтены действительные условия развития горения в факеле.

Введение

Производство труб является одной из основных статей экспорта Украины. В настоящее время секционные печи наиболее часто применяются для термической обработки труб. Эти печи отапливаются, в основном, природным газом. Топливо в рабочем пространстве секции печи сжигается с помощью горелок улучшенного смешения, чаще всего, используются горелки типа ГНП. В зависимости от вида термической обработки и сортамента труб на секционных печах применяют различное количество горелок. Наиболее часто применяются горелки типа ГНП – 6 и ГНП – 8. От правильной работы горелок зависит не только качество нагрева металла, но и количество сжигаемого природного газа, стоимость которого существенно влияет на себестоимость готовой продукции. Поэтому вопросам организации факельного процесса необходимо уделять пристальное внимание.

Описание объекта исследования и постановка задачи

В качестве объекта исследования была выбрана секционная печь № 1 термического участка трубопрокатного цеха № 4 ОАО Нижнеднепровского трубопрокатного завода (ТПЦ – 4 ОАО «НТЗ»), выполненная по проекту Укрگیпромеза, которая предназначена для нагрева труб (из углеродистых и легированных марок стали) под закалку

ку. Выбор объекта исследования объясняется тем, что имеется достаточное количество практических данных по работе этой печи. Размер нагреваемых труб: наружный диаметр $139 \div 325$ мм, толщина стенки $7,9 \div 12,7$ мм, длина $10 \div 13$ м. Среднечасовая производительность печи составляет 19,65 т/ч. Температура нагрева труб под закалку $860 \div 910$ °С. Печь состоит из 20 секций. Общая длина печи по кладке 42,47 м, длина секции 1,62 м, ширина секции по кладке 1,16 м, внутренний диаметр в свету 0,928 м. Продвижение труб вдоль печи осуществляется с помощью колесного рольганга. По тепловому режиму печь разделена на 4 самостоятельно регулируемые зоны по 5 секций в каждой. Печь отапливается природным газом с помощью горелок типа ГНП – 8. В каждой секции установлено по две горелки, всего 40 горелок на печь. Воздух подогревается в трубчатых петлевых металлических рекуператорах ~ до 150 °С, которые установлены по одному на каждую зону (всего 4 рекуператора). Продукты горения собираются через дымопады в общий дымоход каждой зоны печи и удаляются через две металлические трубы высотой 30 м.

В работе поставлена задача проанализировать работу горелок типа ГНП, исследовать аэродинамику процесса организации факела и, рассчитав теплообмен в рабочем пространстве секции секционной печи, определить и оценить коэффициент теплоотдачи конвекцией по известным критериальным уравнениям [1, 2], выявить возможные причины несоответствия результатов расчетов и практики работы печей.

Анализ работы газогорелочных устройств в связи с теплообменом в рабочем пространстве секционных термических печей

Зная основные размеры и параметры горелки, можно теоретически провести анализ ее работы: перемешивание газового и воздушно-го потоков, полноту сжигания топлива в заданном объеме рабочего пространства печи. Чертеж горелки ГНП – 8 приведен на рис. 1. Как видно из чертежа, горелка имеет центральную подачу газа, который истекает через 6 сопловых отверстий под углом 45° к оси горелки. Газовые сопла расположены с шагом $s/d = 1,48$ (s – расстояние между осями сопел по кругу; $d = 13,5$ мм – диаметр сопла для газа). Таким образом, имеем случай развития поперечных газовых струй в воздушном потоке, рассмотренный Ивановым Ю.В. [3], Гиршовичем Т.А., Бруязким Е.В. и др. [4]. В каждой секции установлены тангенциально по две горелки ГНП.

Работа горелки исследовалась при расходе топлива $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, так как этот расход соответствует ее средней производительности. Воздух, подаваемый на горелку, подогревается в рекуператорах, как уже отмечалось выше, до температуры 150 °С, а газ подается холодным. Скорости

истечения газового и воздушного потоков при этих условиях составляют: для воздуха – 14,6 м/с, газа – 16,2 м/с. Газовая струя, внедряясь в поперечный воздушный поток, захватывает некоторое количество воздуха, вектор количества движения которого имеет другую направленность по сравнению с вектором количества движения потока газа. Вследствие сложения этих векторов в разных поперечных сечениях струи, газовая струя постепенно изменяет траекторию движения и, в конечном счете, направление вектора ее количества движения становится одинаковым с направлением воздушного потока (рис. 2 и 3.)

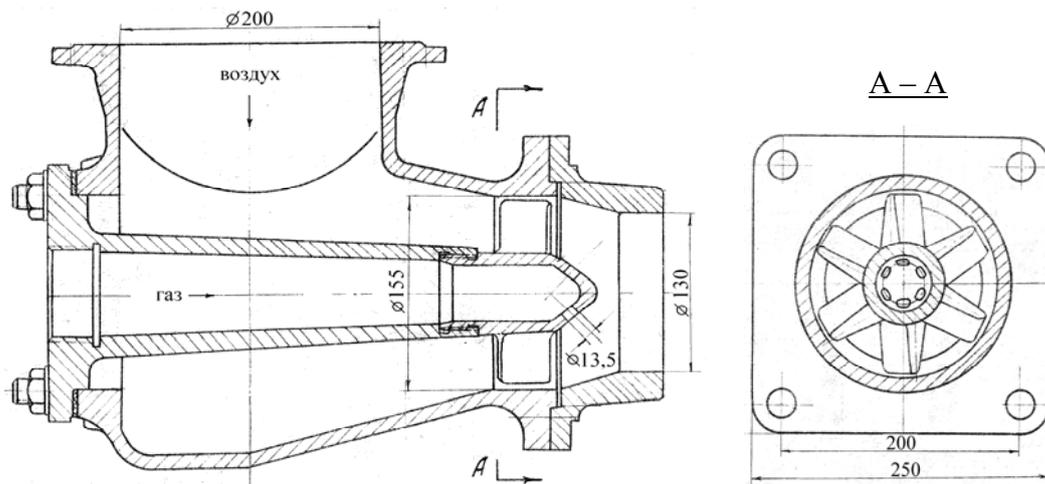


Рис. 1. Горелка типа ГНП – 8

Согласно методике [3] были рассчитаны и проанализированы такие параметры, как относительная и абсолютная глубина проникновения турбулентной струи в поперечный поток (h/d и h соответственно), гидродинамический параметр (q_{21}), диаметр струи в потоке (D_c).

Под относительной глубиной проникновения струи в поток Иванов Ю.В. [3] понимает относительное расстояние по нормали от плоскости устья до оси струи, принявшей направление движения поперечного потока газа h/d . Относительная глубина проникновения струи в поток рассчитывалась для струй, вытекающих из отверстий в тонкой стенке, по формуле

$$\frac{h}{d} = \frac{k_s \cdot k_\alpha}{\eta \cdot \sqrt{\mu}} \cdot \sqrt{q_{21}}, \quad (1)$$

где k_s – коэффициент, определяемый в зависимости от относительного шага s/d (рис. 4.19, стр. 226 [3]), для нашего случая $k_s = 1,55$; k_α – коэффициент, определяемый экспериментально в зависимости от угла атаки. Угол атаки газового и воздушного потоков был принят $\alpha = 45^\circ$ (рис. 4.2, стр. 208 [3]), при этом $k_\alpha = 0,77$; $\eta = (V_1 \cdot \rho_1 + B \cdot \rho_2) / V_1 \cdot \rho$ – коэффициент, характеризующий отношение массовых расходов сум-

марного и набегающего потоков; $V_1 \cdot \rho_1$ – массовый расход воздушно-го потока перед сечением ввода струй газа, кг/с; $B \cdot \rho_2$ – массовый расход газового потока, кг/с; μ – коэффициент истечения, $\mu = 0,62$; $q_{21} = \rho_2 \cdot v_2^2 / \rho_1 \cdot v_1^2$ – режимный гидродинамический параметр, равный отношению скоростных напоров струи в устье и поперечного потока; ρ_1 и v_1 – соответственно плотность и скорость воздушного потока; ρ_2 и v_2 – плотность и скорость газа в устье.

Для исследуемой горелки ГНП – 8 глубина проникновения турбулентной струи в поперечный поток (h) составляет при гидродинамическом параметре $q_{21} = 1,061$ приблизительно 19 мм, диаметр струи в потоке ($0,75 h$) составляет $D_c = 14,15$ мм.

Однако, нет оснований считать, что в такой струе захват воздуха из потока в струю газа будет менее интенсивным, чем в свободную струю при параллельном направлении газового и воздушного потоков, для которой диаметр поперечного сечения в этом же месте получается больше как по расчету, так и из опыта [5]. Диаметр струи в потоке, рассчитанный по методикам [4, 5], составляет $D_c^* = 29,2$ мм. Графическое представление результатов расчетов показано на рис. 2. Пунктирными линиями показано, как развивается газовая струя по методике [5], сплошной линией – как ведет себя струя по методике [3]. Из рис. 2 видно, что газовые струи не образуют общий поток ни по одной из рассматриваемых методик. Поэтому можно утверждать, что они полностью окружены воздушным потоком, а это подтверждает предположение о том, что развитие газовой струи близко к закономерностям развития свободной струи.

Таким образом, к анализируемым струям можно применить закономерности формирования свободного турбулентного факела, разработанные И.Д. Семикиным [6].

Для определения относительного положения сечения захвата было рассчитано расстояние вдоль оси горелки, на котором газовый поток полностью повернет и будет иметь такое же направление, как и воздушный поток. Для этого использовалось уравнение траектории оси круглой струи, распространяющейся в свободном поперечном потоке под углом к направлению воздушного потока (уравнение 4.2, стр. 210 [3]), которое, на наш взгляд, более полно описывает характер движения газовых струй для горелки ГНП

$$\frac{a \cdot y}{d} = 195 \cdot \left(\frac{1}{q_{12}} \right)^{1.3} \cdot \left(\frac{a \cdot x}{d} \right)^3 + \frac{a \cdot x}{d} \cdot ctg \alpha, \quad (2)$$

где a – коэффициент структуры струи, выбирается в зависимости от качества изготовления наконечников (принимается $a = 0,075$); x – координата по направлению движения воздуха, мм; y – координата по направлению движения газа, мм.

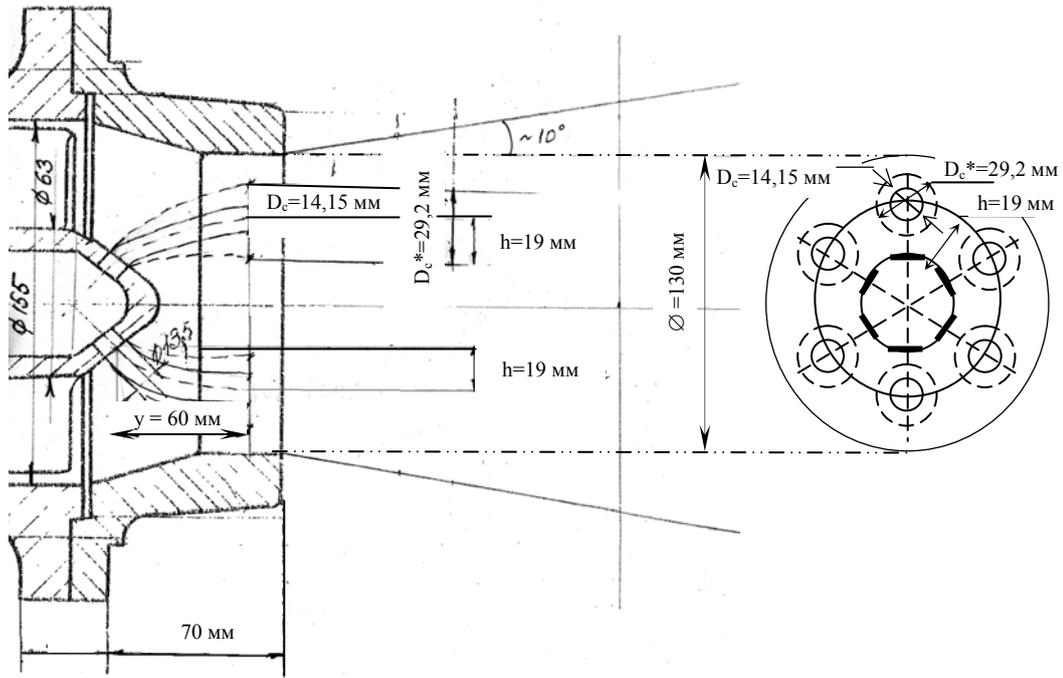


Рис. 2. Развитие газовых струй в горелке

Результаты этих расчетов приведены на рис. 3. Из графика видно, что при глубине проникновения турбулентной струи в поперечный поток ($h = 19$ мм) расстояние вдоль оси горелки, на котором газовый поток повернет полностью, составляет ~ 60 мм (см. рис. 2, 3).

Предполагаемые границы газовой струи были определены по методике [5] с учетом развития ее по траектории и приведены на рис. 3.

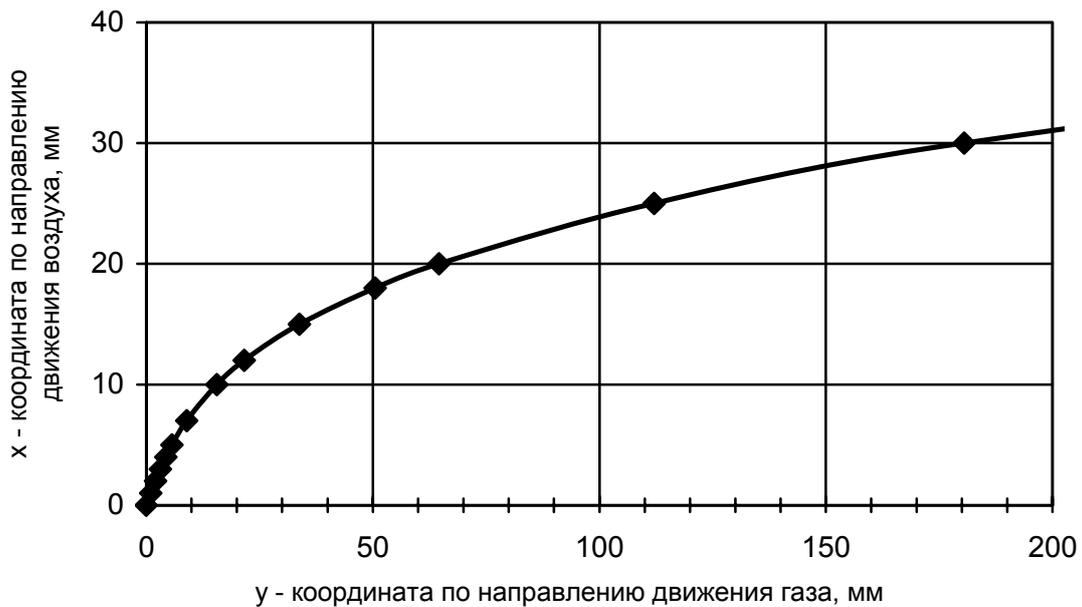


Рис. 3. Графическое изображение траектории оси круглой струи, развивающейся в поперечном воздушном потоке

Для этого случая была рассчитана длина пути захвата, которая составляет для одиночной струи 0,661 м. Длина горелочного туннеля составляет приблизительно 0,6 м. Это говорит о том, что в пределах горелочного туннеля газ только успевает захватить необходимое количество воздуха, то есть горение газовой смеси происходит за пределами туннеля. Можно предположить, что горение происходит на поверхности трубы. Это наблюдалось также при обследовании секционной печи. На рис. 4 показано расположение труб в печи на колесном рольганге для максимального (325 мм), среднего (245 мм) и минимального (139 мм) диаметров. Из рис. 4 видно, что трубу минимального диаметра факел может обтекать с двух сторон; трубу максимального диаметра факел обходит снизу, делает один оборот вокруг трубы и уходит в тамбур, расположенный в секции между горелками. Таким образом, можно сделать вывод, что труба в секционной печи получает теплоту от дыма не только излучением и конвекцией, но и при горении газа на поверхности трубы.

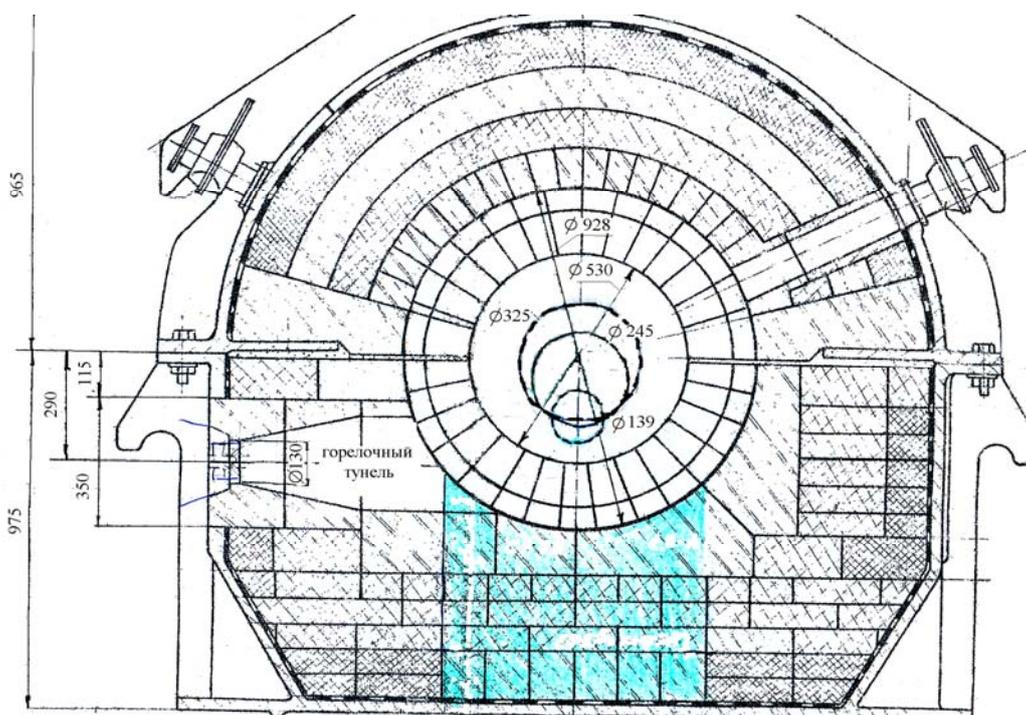


Рис. 4. Секция секционной печи в разрезе

Анализ результатов расчетов теплообмена в рабочем пространстве секционных термических печей

В статье [7] были проанализированы различные методики расчетов секционных печей, причем во многих из них учитывалась конвективная теплоотдача в рабочем пространстве секционной печи.

В методике [8] расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией от продуктов горения к кладке принят пропорционально скорости продуктов сгорания $(W_{п.г.})^{0,8}$, а коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов горения к металлу принят пропорционально $(W_{п.г.})^{0,6}$. В статье [9] используется та же методика, что и в работе [8], однако конвективная теплоотдача не рассчитывается, а задается постоянной величиной, таким образом, чтобы адаптировать используемую методику к проведенным практическим замерам на печи. Из литературных источников [10 – 13] следует, что рассматриваемые методики учитывают конвективную составляющую, однако ничего не сказано, как при этом выбирается или рассчитывается коэффициент теплоотдачи конвекцией.

Для того, чтобы оценить, какая доля теплоты передается излучением и конвекцией были проведены расчеты на основании методики, предложенной в статье [8]. Для расчета коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_{кон}$ были использованы критериальные уравнения для следующих случаев (см. рис. 4):

– для диаметра труб 139 мм из [1] – обтекание цилиндра

$$Nu = 0,25 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad \text{при } 10^3 < Re < 2 \cdot 10^5; \quad (3)$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,37} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad \text{при } 3 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6; \quad (4)$$

– для больших диаметров труб использовались формулы:

– в спиральных каналах щелевидной формы при турбулентном режиме течения [2]

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}; \quad (5)$$

– для пластины [1]

$$Nu = 0,0296 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}. \quad (6)$$

В качестве примера приведем результаты расчета для труб $\varnothing 245$ мм с толщиной стенки 10 мм. На основании экспериментального обследования были получены следующие замеры: труба нагревалась в печи до 890°C при общем расходе топлива на печь $1025 \text{ м}^3/\text{ч}$, скорость движения 1 м трубы составляла 11 секунд.

Полученные результаты расчетов показывают: если учитывать, что теплота передается только излучением, то труба нагревается до 824°C ; если учитывать, что теплота передается излучением и конвекцией, то труба нагревается до 844°C . Коэффициент теплоотдачи кон-

векцией, рассчитанный для каждой секции печи по формуле (5), не превышал $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, доля конвективной теплоотдачи теплоты от дыма к металлу не превышала 7 %, остальная теплота передавалась излучением. Поэтому можно утверждать, что недостающую часть теплоты, в сравнении с опытными данными, труба получает при горении газа на ее поверхности, при этом его доля составляет в среднем до 10 %, на долю конвективной теплоотдачи, в среднем по печи, приходится до 7 %, остальное – на излучение.

По результатам расчетов температура продуктов сгорания в печи изменяется в пределах от 1060 до 1280 °С, хотя при обследовании печи эта температура не превышала 1100 °С, то есть полученные численные результаты расчетов для конвективной теплоотдачи и излучения завышены. Это говорит о том, что доля теплоты, полученная от горения на поверхности трубы, в действительности еще больше.

Выводы

1. Проведен анализ и составлена модель развития газовых струй в горелках ГНП. На основе модели проведены конкретные расчеты для горелки ГНП – 8.

2. Показано, что в пределах горелочного туннеля горелок ГНП при использовании многосоплового наконечника для газа может выгорать приблизительно 20 % газа [6], так как на этом расстоянии обеспечивается только захват в струю теоретического количества воздуха.

3. Проведен анализ соответствия расчетных методик теплообмена в рабочем пространстве секционных печей действительным условиям их работы. Показано, что расчетные методики дают результаты, не соответствующие результатам практики работы печей как по температуре нагрева металла, так и по температуре дыма, что связано с учетом теплоотдачи от горящего газа на поверхности труб.

Список литературы

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1975. – 487 с.

2. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.

3. Иванов Ю.В. Газогорелочные устройства. – М.: Недра, 1972. – 376 с.

4. Теория турбулентных струй / Под ред. Абрамовича Г.Н и др. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984. – 717 с.

5. Семикин И.Д. Динамика факела свободной струи / Труды ДМетИ. Производство стали, 1948. – С. 3 – 18.

6. Семикин И.Д., Аверин С.И., Радченко И.И. Топливо и топливное хозяйство металлургических заводов. – М.: Металлургия, 1965. – 391 с.

7. Абраменков Ю.Я., Сысоева Т.Е. Исследование и совершенствование методик расчета секционных нагревательных и термических печей // Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. НМетАУ. В 2-х книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 3 –14.

8. Шкляр Ф.Р., Тимофеев В.Н., Раева М.В. Расчет теплообмена в секционной печи // Сб. ВНИИМТ. – № 19, 1969. – С. 220 – 226.

9. Гупало В.И., Гупало Е.В., Братутин В.Г., Щурова Н.И., Антипов Ю.Н., Павличенко В.П., Закопайко К.В., Клименко В.Ф. Эффективность струйно-факельного нагрева электросварных труб в секционной печи // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. трудов НМетАУ. В 2-х книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 167 – 175.

10. Хейфец Г.Н., Тов В.Б. и др. Методика приближенных расчетов нагрева и охлаждения труб при постоянной температуре окружающей среды // Изв. вузов. ЧМ. – 1965. – № 4. – С. 195 – 201.

11. Козинец В.П., Маркевич В.М. Использование проходной секционной печи для нагрева труб с переменным сечением // Сталь. – 1966. – № 2. – С. 178 – 183.

12. Лисиенко В.Г., Волков В.В., Маликов Ю.К. Улучшение топливоиспользования и управление теплообменом в металлургических печах. – М.: Металлургия, 1988. – 231 с.

13. Саплин А.В., Маликов Ю.К., Медведев И.Ю., Лисиенко В.Г. Имитационная модель секционной печи скоростного газового нагрева трубных заготовок // Изв. вузов. ЧМ. – 1997. – № 2. – С. 52 – 56.

Рукопись поступила 18.05.2007 г.

Бойко В.Н. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Бойко Г.В. – нач. участка, ООО «Техстрой»

ГРАНУЛЯЦИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РАСПЛАВОВ В СТРУЙНОМ АППАРАТЕ

Рассмотрен способ грануляции расплавов с одновременной их закалкой в струйном аппарате, в котором в качестве активного агента используется вода. Предложена методика расчета струйного гранулятора расплавов, позволяющая определять его конструктивные и технологические параметры.

Введение

Гранулирование, основанное на применении высоких скоростей кристаллизации расплавов, является перспективным направлением получения высококачественных материалов.

Высокоскоростное охлаждение распыленных металлов и шлаков позволяет радикально изменить их физико-химические характеристики. Скорость кристаллизации существенно влияет на величину зерен металлов и шлаков, на характер и размеры дендритов, на густоту дендритной сетки, на насыщение металлов и шлаков газами и др. [1].

Обычные скорости охлаждения в современной металлургии колеблются в пределах $10^{-2} \div 10^{-4}$ град./с, снижаясь при литье больших слитков до 10^{-6} град./с. Однако, реальны и более высокие скорости отвода теплоты вплоть до 10^9 град./с. Высокие скорости достижимы только при затвердевании пылевидных частиц или гранул [1].

Для получения гранул и порошков металлов, сплавов и шлаков применяются механическое измельчение, восстановление, капельный способ, распыление или центробежное разбрызгивание жидких расплавов, вибрационный способ и др. [2, 3].

Реализация перечисленных выше способов производства гранул и порошков в некоторых технологических процессах затруднена из-за наличия сложных механических систем (центробежный и вибрационный способы получения гранул), необходимости перемещения емкостей с расплавом (центробежный, вибрационный, вакуумный и распылительный способы получения гранул) и больших габаритов установок. Кроме этого, в известных способах происходит вынужденное пооперационное разделение технологических операций: вначале поток расплава разбивается на капли, а затем капли расплава охлаждаются с получением гранул.

Для исключения этих недостатков было предложено осуществлять грануляцию расплавов с одновременной их закалкой в струйном аппарате, в котором эжектирующей средой является вода [4 – 8].

Описание конструкции гранулятора расплава и происходящих в нем физических процессов

Схема устройства для грануляции расплава в струйном аппарате показана на рис. 1. Вода по кольцевому каналу, образованному подводящим и отводящим трубопроводом,

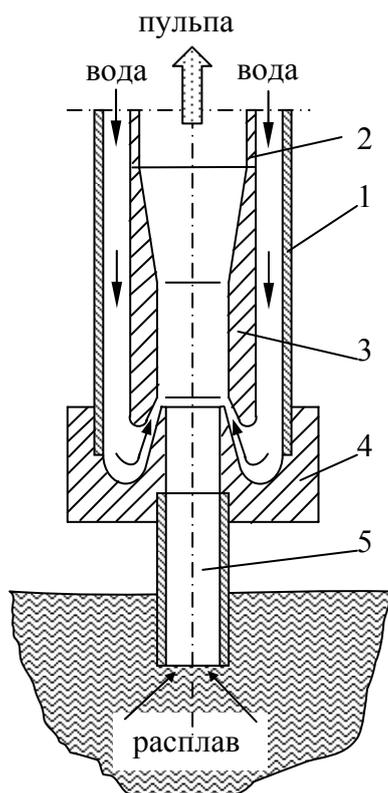


Рис. 1. Устройство для грануляции расплавов:

- 1 – подводящий трубопровод;
- 2 – отводящий трубопровод;
- 3 – смешительная камера с диффузором;
- 4 – головка;
- 5 – всасывающий патрубок

подводящим и отводящим трубопроводом, поступает в головку гранулятора, где изменяет направление движения на противоположное. Внутри отводящего трубопровода установлена смешительная камера с диффузором, образующая с головкой кольцевое сопло для выхода активного агента – воды. При этом перед всасывающим патрубком создается разрежение, за счет чего расплав поступает в патрубок и далее в смешительную камеру и диффузор. В смешительной камере осуществляется грануляция расплава с одновременной его закалкой. Образующаяся пульпа – смесь воды с гранулами по отводящему трубопроводу транспортируется в сепаратор.

В струйном аппарате осуществляется грануляция расплава с одновременной его закалкой. За счет этого достигаются высокие скорости кристаллизации гранул.

Струйный аппарат для грануляции расплавов компактен и позволяет производить забор расплава непосредственно из плавильного агрегата или из промежуточной емкости.

В камеру смешения жидкий расплав и эжектирующая жидкость поступают в виде двух отдельных потоков, которые отличаются химическим составом, плотностью, температурой, скоростями и давлением. После их смешения происходит выравнивание параметров жидкостей по сечению камеры.

Процесс смешивания делится на два этапа: начальный и основной. Течение жидкостей на начальном участке камеры смешения приближенно рассматривается как турбулентная струя, движущаяся в спутном потоке. Благодаря наличию поперечных пульсационных составляющих скорости потоки образуют постепенно уширяющуюся зону смешения – пограничный слой струи. В пределах пограничного слоя происходит плавное изменение всех параметров смеси от их значений в эжектирующей жидкости до значений в эжектируемой жидкости.

На начальном участке камеры смешения эжектора имеются зоны невозмущенных потоков, находящиеся вне пограничного слоя. Преодоление сил вязкости эжектируемого жидкого материала и отрыв его в виде отдельных капель обеспечивается определенным коэффициентом спутности этих потоков, то есть соотношением их скоростей и порождаемой ими степенью турбулентности в пограничном слое смешивающихся потоков

$$m = \frac{|\bar{v}'|}{|\bar{u}|}, \quad (1)$$

где $|\bar{v}'|$ – среднее абсолютное значение поперечной пульсационной скорости; $|\bar{u}|$ – среднее абсолютное значение продольной скорости турбулентного потока.

Особенностью процесса смешения в камере эжектора является наличие большой разности температур ($\Delta T > 1700$ °С) и плотностей ($k = \rho_2/\rho_1 > 3,5$).

В связи с этим, кроме динамического, существуют еще тепловой и диффузионный начальные участки. Длина динамического начального участка всегда несколько превышает соответствующие длины теплового и диффузионного начальных участков [9], что необходимо учитывать при выборе коэффициента эжекции $n = G_2/G_1$ – относительного расхода расплава и эжектирующей жидкости.

Важную роль в камере смешения играет процесс передачи тепла от расплава к воде, который сопровождается интенсивным парообразованием. Пар является третьей фазой, две другие – вода и частицы расплава, которые по мере продвижения вдоль камеры смешения остывают до твердого состояния.

На начальном тепловом участке в непосредственной близости от частиц расплава расположена паровая пленка, над которой движется кипящая жидкость (режим кипения пузырьковый). По мере приближения к невозмущенному потоку воды концентрация пузырьков пара уменьшается и температура понижается. Очевидно, что в камере смешения режим движения потоков должен реализовывать именно такую схему парообразования, так как в этом случае коэффициент теплоотдачи от расплава к

воде будет минимальный и это предотвратит запыление эжектируемого потока из-за повышения давления в начальном тепловом участке.

Выбор поперечных размеров камеры смешения и входных параметров смешивающихся потоков следует проводить, исходя из соотношения зон невозмущенных потоков и из величин динамического, теплового и диффузионного начальных участков.

На основном участке смесительной камеры пограничный слой струи заполняет все ее сечение и продолжается выравнивание параметров потока по сечению. Основным участком для скорости турбулентной струи, ее температуры и концентрации начинается в разных точках по длине камеры смешения. Длину камеры смешения определяет равномерный поток по всем параметрам – скорости, температуре, давлению и концентрации.

Для определения длины камеры смешения необходимо анализировать меняющуюся форму струй, механизм их смешения внутри эжектора (обмен количеством движения, энтальпией, массой), профили скоростей и температур.

Таким образом, процесс грануляции и закалки расплава, который протекает в смесительной камере, прежде всего как теплообменный процесс, предъявляет определенные требования к выбору геометрических размеров камеры и входных параметров эжектирующего и эжектируемого потоков.

Определение входных параметров потоков

и конструктивных параметров струйного аппарата

Для эжектирующей жидкости до входа в камеру смешения эжектора используем уравнение установившегося движения идеальной несжимаемой жидкости [10], первый интеграл которого (интеграл Бернулли) для движения жидкости вдоль горизонтальной линии потока имеет вид

$$\frac{u_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho_1} = i^*, \quad (2)$$

где u_1 – скорость эжектирующего потока; P_1 – давление; ρ_1 – плотность жидкости; i^* – постоянная интеграла Бернулли.

Выбрав на линии тока точку, в которой $u = 0$, получим выражение для постоянной Бернулли через давление торможения P^*

$$\frac{u_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho_1} = \frac{P^*}{\rho_1}. \quad (3)$$

Тогда давление на линии тока в зависимости от развиваемой скорости будет равно

$$P_1 = P^* - \rho_1 \frac{u_1^2}{2}. \quad (4)$$

С помощью зависимости (4) определялись скорости движения эжектирующего потока, при которых реализуется заданное значение давления (разрежения) в струе для различных давлений торможения, учитывающих реальные возможности насоса и порядок входных скоростей. Как показали расчеты, при величине давления торможения $P^* = (2,4 \div 16) \cdot 10^5$ Па и разрежении $P_1 = (0,05 \div 0,95) \cdot 10^5$ Па скорость потока u_1 изменяется в пределах $15 \div 50$ м/с.

При определении фактических входных параметров эжектирующей жидкости необходимо учесть потери давления за счет трения и довольно сложной формы подводящего канала.

Эжектируемой жидкостью является жидкий расплав шлака или металла (в общем случае температура более 1500 °С, плотность более 3500 кг/м³). Расплав транспортируется из плавильной ванны по цилиндрическому вертикальному каналу (всасывающему патрубку) в камеру смешения за счет перепада давлений в камере смешения и плавильной ванне. Длина всасывающего патрубка зависит от разрежения в камере смешения, а его площадь поперечного сечения выбирается в зависимости от скорости транспортирования расплава и выбранного коэффициента эжекции.

Для определения скорости движения расплава во всасывающем патрубке использовался интеграл Бернулли в виде

$$P_2 + \rho_2 g z_2 + \rho_2 \frac{u_2^2}{2} = P_{2(1)} + \rho_2 g z_1 + \rho_2 \frac{u_{2(1)}^2}{2}, \quad (5)$$

где z_1, z_2 – вертикальные координаты характерных точек на линии тока; $P_2, P_{2(1)}$ – давления в характерных точках; $u_2, u_{2(1)}$ – скорости в характерных точках; ρ_2 – плотность расплава.

Точка с координатой z_1 выбрана на оси симметрии камеры смешения и соответствует моменту входа расплава в камеру. Если в качестве точки с координатой z_2 принять точку на поверхности расплава, находящегося в плавильной ванне в состоянии покоя ($u_2 = 0$), то скорость движения расплава в патрубке будет равна

$$u_{2(1)} = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_{2(1)}) - \rho_2 g(z_1 - z_2)}{\rho_2}}. \quad (6)$$

В формуле (6) принимаем $P_{2(1)} = P_1$. Для определения фактического входного давления эжектируемого расплава необходимо определить потери давления, обусловленные трением и местными сопротивлениями. Если принять во внимание, что в точке с координатой z_2 $P_2 = 10^5$ Па и $u_2 = 0$, то входное давление будет равно

$$P_{2ф} = P_2 - \rho_2 g(z_1 - z_2) - \rho_2 \frac{u_{2(1)}^2}{2} - \Delta P_f - \Delta P_b, \quad (7)$$

где $\Delta P_f, \Delta P_b$ – потери давления на трение и на местные сопротивления.

В соответствии с [11]

$$\Delta P_f = 2f\rho_2 \frac{u_{2(1)}^2 (z_1 - z_2)}{gd}, \quad (8)$$

$$\Delta P_b = 2f_1\rho_2 \frac{u_{2(1)}^2}{g}, \quad (9)$$

где f – коэффициент трения; f_1 – коэффициент местного сопротивления; d – внутренний диаметр канала.

Расчеты показали, что при входном давлении $P_{2(1)} = (0,05 \div 0,95) \cdot 10^5$ Па и высоте всасывания расплава $(z_1 - z_2) = 0,1 \div 2,0$ м скорость эжектируемой жидкости находится в пределах $1 \div 7$ м/с.

Выбором подводящего канала варьируется не только скорость и давление на входе в камеру смешения, но и коэффициент эжекции. С одной стороны, коэффициент эжекции должен быть минимальным ввиду смешивания двух потоков с большой разностью температур, а с другой стороны, он должен быть максимальным, исходя из условий быстрого удаления расплава из плавильной ванны. Таким образом, параметры эжектируемого потока должны быть оптимизированы.

Движение высокотемпературного потока расплава в спутном потоке воды влечет за собой появление турбулентного неизотермического струйного течения жидкости с переменной массовой концентрацией вещества одного из компонентов (Z). При этом в системе уравнений движения, неразрывности и энергии, помимо пульсаций скорости, надо еще рассматривать пульсации температуры и концентрации и произвести осреднение по времени. Этот случай описывает система уравнений [9]

$$\left. \begin{aligned} \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} &= \frac{1}{y} \frac{\partial (y\tau_t)}{\partial y}; \\ \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} &= \frac{1}{y} \frac{\partial (y\sigma_t)}{\partial y}; \\ \rho u \frac{\partial Z}{\partial x} + \rho v \frac{\partial Z}{\partial y} &= \frac{1}{y} \frac{\partial (y\gamma_t)}{\partial y}; \\ \frac{\partial (yu)}{\partial x} + \frac{\partial (yv)}{\partial y} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где $\tau_t = \varepsilon \frac{\partial u}{\partial y}$; $\sigma_t = \frac{\varepsilon}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial y}$; $\gamma_t = \frac{\varepsilon}{Pr_d} \frac{\partial Z}{\partial y}$; ε – коэффициент турбулентной вязкости; Pr_t – турбулентное число Прандтля; Pr_d – диффузионное число Прандтля; u, v – осредненные продольная и поперечная скорости турбулентной струи; x, y – продольная и поперечная координаты точек струи; ρ, T – средние плотность и температура.

Для практических инженерных расчетов переходят от системы дифференциальных уравнений (10) к интегральным соотношениям [9]

$$\left. \begin{aligned}
J &= 2\pi \int_0^{\delta} \rho u (u - u_{\delta}) y dy = \text{const}; \\
Q &= 2\pi \int_0^{\delta_t} \rho u (H - H_{\delta}) y dy = \text{const}; \\
Z &= 2\pi \int_0^{\delta_d} \rho u (Z - Z_{\delta}) y dy = \text{const}; \\
\frac{d}{dx} \int_0^{\delta} \rho u (u^2 - u_{\delta}^2) y dy &= -2 \int_0^{\delta} \tau_t \frac{\partial u}{\partial y} y dy; \\
\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_t} \rho u (H^2 - H_{\delta}^2) y dy &= -2 \int_0^{\delta_t} \sigma_t \frac{\partial H}{\partial y} y dy; \\
\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_d} \rho u (Z^2 - Z_{\delta}^2) y dy &= -2 \int_0^{\delta_d} \gamma_t \frac{\partial Z}{\partial y} y dy,
\end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где H – полное теплосодержание расплава; δ , δ_t , δ_d – толщины, соответственно, динамического, теплового и диффузионного слоев; u_{δ} , H_{δ} , Z_{δ} – соответствующие параметры спутного потока.

Первые три уравнения системы (11) представляют собой условия сохранения избыточного импульса J , избыточного теплосодержания Q и избыточного содержания примеси Z в поперечных сечениях струи в спутном потоке.

При расчете струйных течений несжимаемой жидкости обычно принимают

$$\varepsilon = \rho \nu_t = \rho \chi \delta (u_m - u_{\delta}), \quad (12)$$

где u_m – значение скорости на оси при $y = 0$; u_{δ} – значение скорости спутного потока при $y = \delta$; χ – безразмерный коэффициент пропорциональности, определяемый опытным путем.

При расчете турбулентного переноса тепла и вещества, помимо экспериментальной константы χ , требуется задать турбулентное и диффузионное числа Прандтля. Численные значения этих параметров оказывают существенное влияние на результаты расчета. В настоящее время, в связи с отсутствием достаточного количества экспериментальных данных, можно принимать, что турбулентное и диффузионное числа Прандтля постоянны поперек струи и равны друг другу. По некоторым экспериментальным данным [12] число Pr_t не зависит от физических свойств среды и равно $0,5 \div 0,75$.

При числах $Pr_t = Pr_d = 1$ решение задачи существенно упрощается и в результате получаются эффективные расчетные формулы, которые дают возможность проанализировать влияние различных факторов на характеристики струи. Причем влияние этих факторов практически не изменяется и в случае, когда $Pr_t = Pr_d \neq 1$ [9].

При $Pr_t = Pr_d = 1$ для определения параметров струи u_m , H_m , Z_m на оси и толщины турбулентного слоя δ используются первые четыре уравнения системы (11). Для решения задачи необходимо задаться выражениями для безразмерных профилей скорости, теплосодержания и концентрации, которые в данном случае будут одинаковыми.

В общем случае, когда $Pr_t \neq Pr_d$, профили скорости, теплосодержания и концентрации в соотношениях (11) могут быть представлены в виде

$$\Delta \bar{u} = f(\eta), \quad \Delta \bar{H} = f(\eta_t), \quad \Delta \bar{Z} = f(\eta_d), \quad (13)$$

$$\eta = \frac{y}{\delta}; \quad \eta_t = \frac{y}{\delta_t}; \quad \eta_d = \frac{y}{\delta_d}, \quad (14)$$

где $f(\eta)$, $f(\eta_t)$, $f(\eta_d)$ – функции одного и того вида.

При использовании интегральных соотношений для расчета турбулентных спутных струй толщины динамического, теплового и диффузионного слоев могут полагаться различными. Однако решение задачи в этом случае громоздко.

Решение задачи истечения спутной турбулентной неизотермической струи упростится, если предположить $\delta = \delta_t$ (для струи переменного состава $\delta = \delta_t = \delta_d$), при этом, устанавливая соответствие профилей не путем их «расширения», а путем их продольного «растягивания», то есть с помощью соотношений типа

$$\Delta \bar{H} = \Delta \bar{Z} = \Delta \bar{u}^{1/2} \quad \text{или} \quad \Delta \bar{T} = \Delta \bar{u}^{1/2}, \quad (14)$$

которые справедливы при $Pr_t / Pr_d = 1$.

Соответствие профилей такого вида удовлетворительно согласуется с экспериментом, если профиль скорости определяется функцией $f(\eta)$ [9].

Таким образом, при расчете основного участка неизотермической струи переменного состава определяются δ , $\Delta \bar{u}_m$, $\Delta \bar{T}_m$ и $\Delta \bar{Z}_m$, при расчете начального участка – y_0 и δ .

Исходная система интегральных уравнений имеет вид [9] (индекс «о» относится к центральному невозмущенному потоку)

$$\left. \begin{aligned} \int_0^{y_\delta} \rho u (u - u_\delta) y dy &= \frac{1}{2} \delta_0^2 \rho_0 u_0 (u_0 - u_\delta); \\ \int_0^{y_\delta} \rho u (H - H_\delta) y dy &= \frac{1}{2} \delta_0^2 \rho_0 u_0 (H_0 - H_\delta); \\ \int_0^{y_\delta} \rho u (Z - Z_\delta) y dy &= \frac{1}{2} \delta_0^2 \rho_0 u_0 (Z_0 - Z_\delta); \\ \frac{d}{dx} \int_0^{y_\delta} \rho u (u^2 - u_\delta^2) y dy &= -2 \int_{y_0}^{y_\delta} \tau_t \frac{\partial u}{\partial y} y dy. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Задача в такой постановке представляет собой задачу о движении турбулентной струи в спутном безградиентном потоке, то есть камера

смешения представляет собой цилиндр. При отличии профиля камеры от цилиндрической формы должен быть задан закон изменения ее проходного сечения и изменение скорости потока $u_8(x)$ вдоль оси.

Таким образом, расчет технологических и конструктивных параметров струйного гранулятора можно решать в два этапа – вначале определить гидродинамику внутри камеры смешения, а затем учесть неизотермичность струйного течения смеси.

Применение такой методики требует, чтобы размеры входных сечений в камеру смешения эжектора были заданы. Для их окончательного выбора необходимо провести расчет несколько раз с тем, чтобы получить окончательные величины.

Предварительный выбор поперечных размеров камеры смешения производился по методике [10], которая не учитывает характера внутренних процессов. Расчеты струйных аппаратов были выполнены для сред «вода-вода», «вода-парафин» и «вода-шлак». В результате расчетов были определены параметры лабораторной установки для эжектируемых сред воды и парафина, и опытной установки для грануляции шлака. Были определены разрежение во всасывающей патрубке, скорости и расходы эжектирующей и эжектируемой сред, сечение (радиус) всасывающей патрубка и сечение (радиус) сопла эжектирующей среды, диаметр и длина камеры смешения.

Испытания лабораторной установки подтвердили работоспособность предложенной конструкции струйного аппарата и принципиальную возможность грануляции расплава.

Испытания опытной установки струйного гранулятора проводились в заводских условиях для грануляции расплава титанового шлака с температурой $1700 \div 1800$ °С. В установке были получены мелкие гранулы шлака с содержанием $80 \div 82$ % фракций $0,1 \div 1,0$ мм. Скорость кристаллизации шлака составляла $10^5 \div 10^6$ град/с, при этом размер зерен гранулированного шлака в $30 \div 40$ раз меньше, чем зерна шлака, полученного при охлаждении в изложницах.

Выводы

Предложен способ грануляции расплавов с одновременной их закалкой в струйном аппарате, в котором в качестве активного агента используется вода.

Разработана методика расчета струйного гранулятора расплавов, позволяющая определять его конструктивные и технологические параметры. Метод расчета был использован при разработке лабораторного и опытного образцов гранулятора.

Проведенные испытания струйных грануляторов показали их высокую работоспособность и возможность получения качественно нового продукта. В то же время испытания подсказали направление

дальнейших исследований и необходимость совершенствования конструкции струйного гранулятора, что связано с образованием гарнисажа на внутренней поверхности всасывающего патрубка.

Список литературы

1. Белов А.И. *Металлургия гранул* // *Техника и наука*. – 1977. – № 9. – С. 6 – 8.
2. Колпашников А.И., Ефремов А.В. *Гранулированные материалы*. – М.: *Металлургия*, 1977. – 240 с.
3. Вторичные материальные ресурсы черной металлургии: В 2-х т. Т. 2: *Справочник* / В.Г. Барышников, А.М. Горелов, Г.И. Папков и др. – М.: *Экономика*, 1986. – 344 с.
4. Струйный аппарат: А.с. 606830 СССР, МКИ С04В 5/02 / Ю.И. Розенгарт, С.И. Галкин, А.А. Рогаткин, О.Г. Федоров, Г.И. Силаков, Б.Д. Лутцев, Н.А. Киприч, В.М. Пчелов, В.Н. Бойко, М.Н. Быстренин, Л.П. Хлопков, А.П. Данилевский, В.А. Садок (СССР). – 2361036/29-33; Заявл. 07.05.76; Оpubл. 15.05.78, Бюл. № 18. – 3 с.
5. Устройство для получения частиц из огненно-жидких расплавов: А.с. 648543 СССР, МКИ С04В 5/00 / О.Г. Федоров, Ю.И. Розенгарт, В.М. Пчелов, В.Н. Бойко, С.И. Гашенко, А.А. Рогаткин, Н.А. Киприч (СССР). – 2449119/29-33; Заявл. 28.01.77; Оpubл. 25.02.79, Бюл. № 7. – 3 с.
6. Устройство для грануляции расплава: А.с. 706192 СССР, МКИ В22В 23/08 / Ю.И. Розенгарт, О.Г. Федоров, В.Н. Бойко, В.М. Пчелов, Ф.К. Клименко (СССР). – 2639436/22-02; Заявл. 07.07.78; Оpubл. 30.12.79, Бюл. № 48. – 3 с.
7. Струйный аппарат для грануляции расплава: А.с. 939054 СССР, МКИ В01J 2/06 / В.Н. Бойко, О.Г. Федоров, В.М. Пчелов, А.В. Петровский (СССР). – 2882862/23-26; Заявл. 28.12.79; Оpubл. 30.06.82, Бюл. № 24. – 4 с.
8. Гранулятор расплава: А.с. 1000090 СССР, МКИ В01J 2/06 / В.Н. Бойко, О.Г. Федоров, Н.П. Булденко, А.В. Петровский (СССР). – 3348795/23-26; Заявл. 28.10.81; Оpubл. 28.02.83, Бюл. № 8. – 4 с.
9. Гиневский А.С. *Теория турбулентных струй и следов*. – М.: *Машиностроение*, 1969. – 398 с.
10. Седов Л.И. *Механика сплошной среды*. – М.: *Наука*, 1976. – 576 с.
11. Кунии Д., Левеншпиль О. *Промышленное псевдооживление*: Пер. с англ. под ред. М.Г. Слинько и Г.С. Яблонского. – М.: *Химия*, 1976. – 448 с.
12. Вулис А.А., Кашкаров В.П. *Теория струй вязкой жидкости*. – М.: *Наука*, 1965. – 351 с.

Рукопись поступила 26.03.2007 г.

Бойко В.Н. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Федоров О.Г. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

РАСЧЕТ ПЕЧИ ЦИКЛОННОГО ТИПА ДЛЯ ТЕРМООБРАБОТКИ МЕЛКОДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Предложен метод расчета печи циклонного типа с каскадными циклонными теплообменниками на примере расчета печи для производства мелкодисперсной извести. В основу расчета положены материальный и тепловой балансы отдельных элементов печи с учетом возможных подсосов воздуха по трактам печи, незавершенности теплообмена между твердой и газовой фазами в каждой ступени, тепловой эффект химических реакций.

Введение

Актуальность экономичного расходования энергоносителей в настоящее время особенно велика в связи с их дефицитом и ростом цен. Одним из главных направлений снижения удельного расхода топлива остается использование теплоты отходящих дымовых газов и готового продукта для подогрева сырья, воздуха и, при необходимости, топлива.

При термообработке мелкодисперсных материалов используются смесительные теплообменные аппараты, в которых достигается высокая интенсивность процессов переноса [1]. В смесительных устройствах образуется двухфазная система в виде потока газозвеси, отличающегося активным гидродинамическим режимом [2, 3].

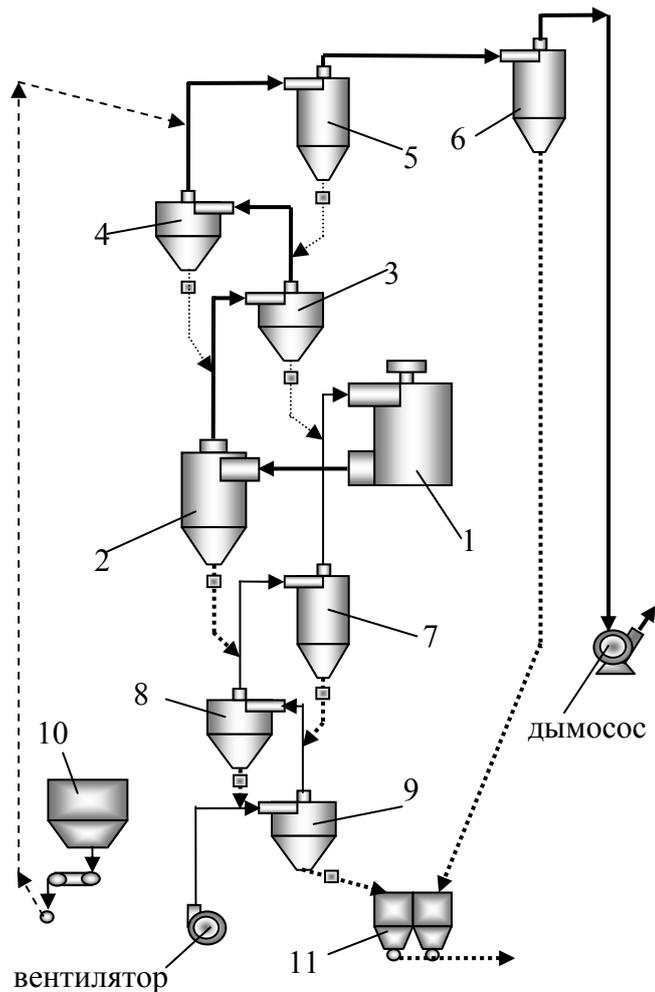
Для более полного использования температурного и теплового потенциала теплоносителя при тепловой обработке мелкоизмельченного или порошкообразного материала используются многоступенчатые каскадные теплообменники, среди которых различают циклонные каскадные теплообменники и вертикальные шахтные теплообменники с падающим слоем [4, 5]. Циклонные теплообменники отличаются меньшими габаритами и лучшей улавливающей способностью пылевидного материала. Однако сведения об их методах расчета носят разобщенный и неполный характер [1, 4, 5].

Для расчета циклонных каскадных теплообменников авторами предложена методика, которая легла в основу определения теплотехнологических параметров циклонной печи для обжига мелкодисперсного известняка.

Постановка задачи

В циклонной печи для обжига мелкодисперсного известняка в качестве теплоутилизирующих аппаратов предусмотрена установка циклонных теплообменников для подогрева известняка отходящими дымовыми газами и для охлаждения готового продукта – извести воздухом, который затем используется при сжигании топлива в циклоне-декарбонизаторе.

Принципиальная схема печи циклонного типа для производства мелкодисперсной извести показана на рис. 1.



*Рис. 1. Схема циклонной печи для производства мелкодисперсной извести:
1 - декарбонизатор; 2 - осадитель извести; 3, 4, 5 - первая, вторая и третья ступени подогревателя известняка; 6 - улавливающий циклон; 7, 8, 9 - первая, вторая и третья ступени охладителя извести; 10 - бункер исходного известняка; 11 - бункер извести*

Исходный мелкодисперсный материал из бункера через весовой дозатор пневмотранспортом непрерывно подается в подогреватель. Подогрев материала осуществляется во взвешенном состоянии дымовыми газами, выходящими из декарбонизатора через осадитель, по прямоточно-противоточной схеме. При этом материал последовательно проходит три ступени подогрева и затем поступает в декарбонизатор на обжиг вместе с воздухом, идущим из охладителя извести.

В декарбонизаторе осуществляется обжиг материала в закрученном потоке теплоносителя.

Из декарбонизатора высокотемпературный пылегазовый поток поступает в осадитель извести, где разделяется, и дымовые газы направляются в подогреватель известняка, а обожженный материал поступает в охладитель извести. Охладитель, как и подогреватель, имеет три ступени и принцип его работы аналогичен работе подогревателя. Нагретый воздух из охладителя направляется в декарбонизатор, а охлажденный готовый продукт поступает в бункер.

Каждая ступень циклонных теплообменников состоит из трубы и циклона. Исходный материал подается в восходящий поток газа в трубу перед циклоном, где подогревается, затем поток газозвеси поступает в циклон. В циклоне материал отделяется от теплоносителя и направляется в восходящий поток следующей ступени нагрева и т.д.

Расчет теплотехнологических параметров обжиговой установки построен на материальном и тепловом балансе ее отдельных элементов.

Для расчета материального баланса необходимо задаться производительностью печи, количеством ступеней теплообмена подогревателя и охладителя, степенью улавливания материала в осадителе, в циклонах подогревателя и циклонах охладителя, степенью обжига известняка.

Кроме того, при определении теплотехнических параметров циклонной печи необходимо задаться присосами воздуха в каждой ступени; коэффициентом избытка воздуха при горении топлива в декарбонизаторе; потерями теплоты в окружающую среду каждым элементом установки; степенью незавершенности теплообмена между твердой и газовой фазами в каждой ступени; температурой дымовых газов на выходе из декарбонизатора и в осадителе; влажностью известняка, загружаемого в печь.

Предварительно необходимо определиться с видом топлива и выполнить расчет его горения, определить удельные объемы составляющих компонентов и удельный суммарный объем дымовых газов.

Расчет циклонной печи

Материальный баланс трехступенчатого подогревателя материала, декарбонизатора, осадителя извести и трехступенчатого охладителя извести приведен в таблице 1.

Таблица 1

Материальный баланс подогревателя известняка, осадителя и охладителя извести

Элемент циклонной печи	Приходная часть баланса	Расходная часть баланса
Первая ступень подогревателя	$M_{M1} + M_{ип1} =$ $= M'_{и} + M''_{M2} + M''_{ип2}$	$M''_{M1} + M''_{ип1} + M'_{M1} + M'_{ип1}$
Вторая ступень подогревателя	$M_{M2} + M_{ип2} =$ $= M'_{M1} + M'_{ип1} + M''_{M3} + M''_{ип3}$	$M''_{M2} + M''_{ип2} + M'_{M2} + M'_{ип2}$
Третья ступень подогревателя	$M_{M3} + M_{ип3} =$ $= M_M + M'_{M2} + M'_{ип2}$	$M''_{M3} + M''_{ип3} + M'_{M3} + M'_{ип3}$
Осадитель извести	$M_{и0}$	$M''_{и} + M'_{и}$
Декарбонизатор	$M''_{M1} + M''_{ип1} + M'_{и1}$	$M_{и0} + M_{CO_2}$
Первая ступень охладителя	$M_{и1} = M''_{и} + M'_{и2}$	$M''_{и1} + M'_{и1}$
Вторая ступень охладителя	$M_{и2} = M''_{и1} + M'_{и3}$	$M''_{и2} + M'_{и2}$
Третья ступень охладителя	$M_{и3} = M''_{и2}$	$M''_{и3} + M'_{и3}$

В таблице приняты следующие обозначения: M_M – расход известняка на установку (сухая масса), кг/ч; $M_{Mi}, M_{ипi}$ – расход, соответственно, известняка и извести перед i -ой ступенью подогревателя, кг/ч; $M'_{Mi}, M'_{ипi}$ – количество, соответственно, известняка и извести, вынесенных из i -ой ступени подогревателя, кг/ч; $M''_{Mi}, M''_{ипi}$ – количество, соответственно, известняка и извести, осажденных в i -ой ступени подогревателя, кг/ч; $M_{и0}$ – количество извести, произведенной в декарбонизаторе и поступившей в осадитель, кг/ч; $M''_{и}$ – количество извести, уловленной осадителем, кг/ч; $M'_{и}$ – количество извести, вы-

несенной из осадителя, кг/ч; $M_{иi}$ – расход извести перед i -ой ступенью охладителя, кг/ч; $M'_{иi}$ – количество извести, вынесенной из i -ой ступени охладителя, кг/ч; $M''_{иi}$ – количество извести, осажденной в i -ой ступени охладителя, кг/ч.

Если степень улавливания материала циклоном i -ой ступени подогревателя обозначить через σ_i , тогда нетрудно получить зависимости для определения расходов известняка и извести в каждой ступени теплообменника:

$$M''_{M1} = \frac{\sigma_1 \sigma_2 \sigma_3}{A} M_M; \quad (1) \quad M''_{ип1} = \frac{\sigma_1 - \sigma_1(1 - \sigma_2)\sigma_3}{A} M'_{и}; \quad (1')$$

$$M'_{M1} = \frac{(1 - \sigma_1)\sigma_2 \sigma_3}{A} M_M; \quad (2) \quad M'_{ип1} = \frac{(1 - \sigma_1) - (1 - \sigma_1)(1 - \sigma_2)\sigma_3}{A} M'_{и}; \quad (2')$$

$$M''_{M2} = \frac{\sigma_2 \sigma_3}{A} M_M; \quad (3) \quad M''_{ип2} = \frac{(1 - \sigma_1)\sigma_2}{A} M'_{и}; \quad (3')$$

$$M'_{M2} = \frac{(1 - \sigma_2)\sigma_3}{A} M_M; \quad (4) \quad M'_{ип2} = \frac{(1 - \sigma_1)(1 - \sigma_2)}{A} M'_{и}; \quad (4')$$

$$M''_{M3} = \frac{\sigma_3 - (1 - \sigma_1)\sigma_2 \sigma_3}{A} M_M; \quad (5)$$

$$M''_{ип3} = \frac{(1 - \sigma_1)(1 - \sigma_2)\sigma_3}{A} M'_{и}; \quad (5')$$

$$M'_{M3} = \frac{(1 - \sigma_3) - (1 - \sigma_1)\sigma_2(1 - \sigma_3)}{A} M_M; \quad (6)$$

$$M'_{ип3} = \frac{(1 - \sigma_1)(1 - \sigma_2)(1 - \sigma_3)}{A} M'_{и}, \quad (6')$$

где $A = 1 - (1 - \sigma_1)\sigma_2 - (1 - \sigma_2)\sigma_3$.

Для осадителя, при степени улавливания извести в нем σ_0 , расходную часть баланса можно записать

$$M''_{и} + M'_{и} = \sigma_0 M_{и0} + (1 - \sigma_0) M_{и0}. \quad (7)$$

Материальный баланс декарбонизатора подробно рассмотрен в [6], где приведена зависимость для определения выхода углекислого газа M_{CO_2} при разложении известняка.

При степени улавливания циклоном i -ой ступени охладителя извести, равной β_i , расходы извести по ступеням охлаждения определяются зависимостями

$$M''_{и3} = \frac{\beta_1 \beta_2 \beta_3}{B} M''_{и}; \quad (8) \quad M'_{и3} = \frac{\beta_1 \beta_2 (1 - \beta_3)}{B} M''_{и}; \quad (9)$$

$$M''_{и2} = \frac{\beta_1 \beta_2}{B} M''_{и}; \quad (10) \quad M'_{и2} = \frac{\beta_1 (1 - \beta_2)}{B} M''_{и}; \quad (11)$$

$$M''_{и1} = \frac{\beta_1 - \beta_1 \beta_2 (1 - \beta_3)}{B} M''_{и}; \quad (12) \quad M'_{и1} = \frac{(1 - \beta_1) - (1 - \beta_1) \beta_2 (1 - \beta_3)}{B} M''_{и}, \quad (13)$$

где $B = 1 - \beta_1(1 - \beta_2) - \beta_2(1 - \beta_3)$.

Используя полученные уравнения для каждого элемента циклонной печи при заданной производительности и степени улавливания пылевидных материалов в осадителе σ_0 , в циклонах подогревателя σ_i и циклонах охладителя β_i , нетрудно рассчитать расходы известняка и извести по трактам установки в натуральных и относительных величинах (относительно M_M).

Материальный баланс составлен для сухого исходного материала – известняка, влажность которого $w_M = 0$. Если исходный материал, загружаемый в печную установку, имеет некоторую влажность w_M , то в балансе подогревателя легко сделать поправку на эту величину.

Тепловой расчёт охладителя извести осуществляется после того, как закончен расчёт материального баланса, т.е. определены величины материальных потоков по трактам циклонной печи.

Система уравнений, характеризующих тепловой баланс каждой ступени охлаждения извести, запишется следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} c_{И}e''_{И1}(m_1t_{И0} - t_{И1}) &= [c_{В}e'_{И2} + c_{В}e_{В2}](t_{В1} - t_{В2}) + \\ &+ \alpha_1e_{В2}c_{В}(t_{В1} - t_{В0}); \\ c_{И}e''_{И1}(m_2t_{И1} - t_{И2}) &= [c_{В}e'_{И3} + c_{В}e_{В3}](t_{В2} - t_{В3}) + \\ &+ \alpha_2e_{В3}c_{В}(t_{В2} - t_{В0}); \\ c_{И}e''_{И2}(m_3t_{И2} - t_{И3}) &= c_{В}(1 + \alpha_3)e_{В0}(t_{В3} - t_{В0}), \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где $e''_{Иi}$, $e'_{Иi}$ – относительное количество извести, соответственно, уловленное и вынесенное из i -ой ступени охладителя, кг/кг; $e''_{И}$ – относительное количество извести, уловленное осадителем, кг/кг; $e_{В0}$ – доля воздуха относительно M_M , поступающего от вентилятора, кг/кг; $e_{Ви}$ – доли воздуха (относительно M_M) в каждой ступени охладителя с учетом присосов, кг/кг, соответственно равные $e_{В3} = (1 + \alpha_3)e_{В0}$, $e_{В2} = (1 + \alpha_2)e_{В3} = (1 + \alpha_2)(1 + \alpha_3)e_{В0}$, $e_{В1} = (1 + \alpha_1)e_{В2} = (1 + \alpha_1)(1 + \alpha_2)(1 + \alpha_3)e_{В0}$; α_i – доля присосов воздуха по ступеням охладителя; $t_{И0}$ – температура извести на выходе из декарбонизатора и из осадителя, °С; $t_{В0}$ – температура наружного воздуха, °С; $c_{И}$, $c_{В}$ – теплоёмкости извести и воздуха при соответствующих температурах в каждой ступени охладителя, кДж/кг·К; m_i – коэффициенты, учитывающие потери теплоты в окружающую среду каждой ступенью охладителя.

Незавершенность теплообмена в каждой ступени охлаждения учитывается коэффициентом $n_i = \frac{t_{Иi}}{t_{Ви}}$.

Для придания системе уравнений (14) вида, удобного для решения, введем обозначения

$$B_1 = n_1 + \frac{c_{И}e'_{И2} + c_{В}e_{В2}}{c_{И}e''_{И1}} + \frac{\alpha_1e_{В2}c_{В}}{c_{И}e''_{И1}} = n_1 + \psi_1 + \varphi_1; \quad (15)$$

$$B_2 = n_2 + \frac{c_{и}e'_{и3} + c_{в}e_{в3}}{c_{и}e''_{и1}} + \frac{\alpha_2 e_{в3} c_{в}}{c_{и}e''_{и1}} = n_2 + \psi_2 + \varphi_2; \quad (16)$$

$$B_3 = n_3 + \frac{(1 + \alpha_3)e_{в0}c_{в}}{c_{и}e''_{и2}} = n_3 + \varphi_3; \quad (17)$$

$$c_1 = m_1 t_{и0} + \varphi_1 t_{в0}; \quad (18)$$

$$c_2 = \varphi_2 t_{в0}; \quad (19)$$

$$c_3 = \varphi_3 t_{в0}. \quad (20)$$

После подстановки и несложных преобразований получим окончательный вид системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \psi_1 t_{в2} - B_1 t_{в1} &= -c_1; \\ \psi_2 t_{в3} - B_2 t_{в2} + n_1 m_2 t_{в1} &= -c_2; \\ -B_3 t_{в3} + n_2 m_3 t_{в2} &= -c_3. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Решая эту систему линейных неоднородных уравнений относительно $t_{в1}$, $t_{в2}$ и $t_{в3}$, получим

$$t_{в1} = \frac{-c_1 B_2 B_3 - c_3 \psi_1 \psi_2 - c_2 \psi_1 B_3 - c_1 n_2 m_3 \psi_2}{\Delta}; \quad (22)$$

$$t_{в2} = \frac{-c_2 B_1 B_3 - c_1 n_1 m_2 B_3 - c_3 B_1 \psi_2}{\Delta}; \quad (23)$$

$$t_{в3} = \frac{-c_3 B_2 B_1 - c_1 n_1 n_2 m_2 m_3 + c_3 n_1 m_2 \psi_1 - c_2 B_1 n_2 m_3}{\Delta}, \quad (24)$$

где $\Delta = -B_1 B_2 B_3 + B_3 n_1 m_2 \psi_1 + B_1 n_2 m_3 \psi_2$.

Тепловой баланс трехступенчатого подогревателя известняка характеризуется системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} [c_{и}e''_{ип2} + c_{м}e''_{м2}](t_{м1} - t_{м2}) + c_{в}\Delta e_{в1}(t_{д1} - t_{в0}) + iMgO &= \\ = [c_{д}e_{д1} + c_{и}e'_{и}](p_1 t_{д0} - t_{д1}); \\ [c_{и}e''_{ип3} + c_{м}e''_{м3}](t_{м2} - t_{м3}) + c_{в}\Delta e_{в2}(t_{д2} - t_{в0}) &= \\ = [c_{д}e_{д2} + c_{и}e'_{ип1} + c_{м}e'_{м1}](p_2 t_{д1} - t_{д2}); \\ c_{м}e_{м0}(t_{м3} - t_{м0}) + c_{в}\Delta e_{в3}(t_{д3} - t_{в0}) + c_{в}e_{в.гр}(t_{д3} - t_{м0}) + \\ + i_{п}w_{м} = [c_{д}e_{д3}e'_{ип2} + c_{м}e'_{м2}](p_3 t_{д2} - t_{д3}), \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

где $e''_{ми}$, $e''_{ипi}$ – относительное количество, соответственно, известняка и извести, уловленное i -ой ступенью подогревателя, кг/кг; $e'_{ми}$, $e'_{ипi}$ – относительное количество, соответственно, известняка и извести, вынесенное из i -ой ступени подогревателя, кг/кг; $e'_{и}$ – относительное количество извести, вынесенное из осадителя, кг/кг; $e_{м0}$ – относительное количество загружаемого в печь известняка, кг/кг; $e_{д0}$, $e_{ди}$ – масса дымовых газов за осадителем и в каждой ступени подогревателя относительно $M_{м}$, соответственно, равные $e_{д1} = e_{д0}(1 + \gamma_1)$; $e_{д2} = e_{д1}(1 + \gamma_2)$; $e_{д3} = e_{д2}(1 + \gamma_3)$, кг/кг; γ_i – доля присосов воздуха по

ступеням подогревателя; Δe_{vi} – доля подсосываемого воздуха в каждой ступени от массы проходящих через ступень дымовых газов, соответственно равные $\Delta e_{v1} = e_{d0}\gamma_1$; $\Delta e_{v2} = e_{d1}\gamma_2$; $\Delta e_{v3} = e_{d2}\gamma_3$, кг/кг; $e_{v,тр}$ – доля воздуха, поступающего в третью ступень подогревателя вместе с материалом, от массы проходящих через ступень дымовых газов, кг/кг; $c_m, c_{и}, c_v, c_d$ – теплоёмкости известняка, извести, воздуха и дымовых газов при соответствующих температурах, кДж/кг·К; t_{d0} – температура дымовых газов за осадителем извести, °С; t_{di}, t_{mi} – температура дымовых газов и известняка в i -ой ступени подогревателя, °С; t_{m0} – температура известняка, загружаемого в печь, °С; p_i – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду каждой ступенью подогревателя; i_{MgO} – теплота, затраченная на разложение карбоната магния, кДж/кг; $i_{п}$ – энтальпия пара, образовавшегося в результате испарения влаги из известняка при температуре t_{d3} , кДж/кг; w_m – доля влаги в исходном материале.

Разложение карбоната магния, содержащегося в известняке, происходит в первой ступени подогревателя при температуре t_{d1} . Теплота на разложение карбоната магния определяется зависимостью

$$i_{MgO} = 2,5e''_{m1}m\eta_m q'_p, \quad (26)$$

где $q'_p = 1339$ кДж/кг – удельная теплота, затрачиваемая на разложение $MgCO_3$; m – долевое содержание в известняке MgO ; η_m – степень термического разложения карбоната магния.

В ступенях подогревателя неполный теплообмен между дисперсным материалом и газом характеризуется коэффициентами $n_{п1}$, $n_{п2}$ и $n_{п3}$, то есть $t_{m1} = n_{п1}t_{d1}$; $t_{m2} = n_{п2}t_{d2}$; $t_{m3} = n_{п3}t_{d3}$.

Для придания системе уравнений (25) удобного для решения вида, введем обозначения:

$$A_1 = n_{п1} + \frac{c_v \Delta e_{v1}}{c_{и} e''_{ип2} + c_m e''_{m2}} + \frac{c_d e_{d1} + c_{и} e'_{и}}{c_{и} e''_{ип2} + c_m e''_{m2}} = n_{п1} + \varphi_{п1} + \psi_{п1}; \quad (27)$$

$$A_2 = n_{п2} + \frac{c_v \Delta e_{v2}}{c_{и} e''_{ип} + c_m e''_{m3}} + \frac{c_d e_{d2} + c_{и} e'_{ип1} + c_m e'_{m1}}{c_{и} e''_{ип} + c_m e''_{m3}} = n_{п2} + \varphi_{п2} + \psi_{п2}; \quad (28)$$

$$A_3 = n_{п3} + \frac{c_v (\Delta e_{v3} + e_{v,тр})}{c_m e_{m0}} + \frac{c_d e_{d3} + c_{и} e'_{ип2} + c_m e'_{m2}}{c_m e_{m0}} = n_{п3} + \varphi_{п3} + \psi_{п3}; \quad (29)$$

$$D_1 = p_1 \frac{c_d e_{d1} + c_{и} e'_{и}}{c_{и} e''_{ип2} + c_m e''_{m2}} t_{d0} + \frac{c_v \Delta e_{v1}}{c_{и} e''_{ип2} + c_m e''_{m2}} t_{в0} - \frac{i_{MgO}}{c_{и} e''_{ип2} + c_m e''_{m2}} = \\ = p_1 \psi_{п1} t_{d0} + \varphi_{п1} t_{в0} - \frac{i_{MgO}}{c_{m1}}; \quad (30)$$

$$D_2 = \frac{c_B \Delta e_{B2}}{c_{и} e''_{иП3} + c_M e''_{M3}} t_{B0} = \varphi_{П2} t_{B0}; \quad (31)$$

$$D_3 = t_{M0} + \frac{c_B (\Delta e_{B3} t_{B0} + e_{B.тр} t_{M0})}{c_M e_{M0}} - \frac{i_{П} w_M}{c_M e_{M0}} = t_{M0} + t_{bs} - \frac{i_{П} w_M}{c_{M3}}. \quad (32)$$

В окончательном виде получим систему линейных неоднородных уравнений, описывающую тепловой баланс подогревателя

$$\left. \begin{aligned} A_1 t_{д1} + n_{П2} t_{д2} &= D_1; \\ -p_2 \psi_{П2} t_{д1} + A_2 t_{д2} - n_{П3} t_{д3} &= D_2; \\ -p_3 \psi_{П3} t_{д2} + A_3 t_{д3} &= D_3. \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Решив систему уравнений относительно $t_{д1}$, $t_{д2}$ и $t_{д3}$, получим

$$t_{д1} = \frac{D_1 A_2 A_3 + \kappa_{П2} D_2 A_3 + n_{П2} n_{П3} D_3 - n_{П3} p_3 \psi_{П3} D_1}{\Delta_1}; \quad (34)$$

$$t_{д2} = \frac{D_2 A_1 A_3 + n_{П3} D_3 A_1 + p_2 \psi_{П2} D_1 A_3}{\Delta_1}; \quad (35)$$

$$t_{д3} = \frac{D_3 A_1 A_2 + p_2 p_3 \psi_{П2} \psi_{П3} D_1 + p_3 \psi_{П3} D_2 A_1 - n_{П2} p_2 \psi_{П2} D_3}{\Delta_1}, \quad (36)$$

где $\Delta_1 = A_1 A_2 A_3 - n_{П3} p_3 \psi_{П3} A_1 - n_{П2} p_2 \psi_{П2} A_3$.

Тепловой баланс декарбонизатора с осадителем извести относительно 1 кг обрабатываемого известняка запишется следующим образом

$$q_{ТХ} + q_{Тф} + q_{вф} + q_{мф} = q_{рм} + q_{д} + q_{и} + q_{ос}, \text{ кДж/кг}, \quad (36)$$

где $q_{ТХ}$ – химическая теплота топлива,

$$q_{ТХ} = \frac{b_{уд} Q_H^p}{\rho_T}, \text{ кДж/кг}; \quad (37)$$

$q_{Тф}$ – физическая теплота топлива,

$$q_{Тф} = b_{уд} c_T t_T, \text{ кДж/кг}; \quad (38)$$

$q_{вф}$ – физическая теплота воздуха, поступающего из охладителя извести, и воздуха, подсосываемого на этом участке

$$q_{вф} = e_{B3} c_B t_B + e_{B3} \alpha_0 c_B t_{B0}, \text{ кДж/кг}; \quad (39)$$

$q_{мф}$ – физическая теплота известняка,

$$q_{мф} = e''_{M1} c_M t_{M1}, \text{ кДж/кг}; \quad (40)$$

$q_{рм}$ – расход теплоты на разложение известняка,

$$q_{рм} = 1,786 q_{рн} \eta_{п} e''_{M1}, \text{ кДж/кг}; \quad (41)$$

$q_{д}$ – потери теплоты с уходящими дымовыми газами,

$$q_{д} = e_{д0} c_{д} t_{д0}, \text{ кДж/кг}; \quad (42)$$

$q_{и}$ – потери теплоты с известью, выносимой дымовыми газами,

$$q_{и} = (e''_{и} + e'_{и}) c_{и} t_{и0}, \text{ кДж/кг}; \quad (43)$$

$q_{ос}$ – потери теплоты в окружающую среду, кДж/кг,

здесь $b_{уд}$ – удельный расход газообразного топлива (отнесенный к M_M), кг/кг; c_T , t_T , ρ_T – теплоемкость (кДж/кг·К), температура (°С) и плотность (кг/м³) топлива; $q_p = 1656$ кДж/кг – теплота разложения карбоната кальция, отнесенная к 1 кг CaCO₃; n – долевое содержание в известняке CaO; η_n – степень термического разложения карбоната кальция.

Расчет теплового баланса в декарбонизаторе с осадителем производится итерационным методом, при этом управляющим воздействием на сходимость расхода и прихода теплоты является удельный расход природного газа $b_{уд}$. Значению $b_{уд}$ приводились в соответствие все параметры, определяющие горение топлива и теплообмен во всех ступенях охладителя извести и подогревателя известняка.

Разработанный метод расчета циклонной печи с каскадными циклонными теплообменниками был использован при разработке технологического задания и проектировании промышленного образца циклонной печи для производства мелкодисперсной извести. В результате расчетов обжиговой установки определены значения ее тепло-технологических параметров. При суточной производительности печи по извести 890 т со степенью обжига 97 % удельный расход условного топлива составляет 143 кг/т извести, известняк подогревается до 620 °С, воздух – до 490 °С, при этом дымовые газы охлаждаются до 280 °С, а известь до 114 °С.

Коэффициент тепловой эффективности обжиговой печи определяется зависимостью

$$\eta_T = \frac{i_{MgO} + q_{рм}}{b_{уд} Q_H^p} \rho_T. \quad (44)$$

Для рассчитанной циклонной печи коэффициент тепловой эффективности $\eta_T = 60,17$ %.

Конструктивные параметры осадителя извести и циклонных элементов теплообменников определяются по известной методике [7], а при расчете диаметров газопроводов между циклонными элементами необходимо ориентироваться на скорость газового потока, которая обеспечивает пневмотранспорт обрабатываемого материала.

Выводы

Предложен метод расчета циклонной печи для обжига мелкодисперсного известняка с каскадными циклонными теплообменниками для подогрева известняка и охлаждения извести, основанный на материальном и тепловом балансе всех элементов печной установки.

Метод был применен при разработке технологического задания и проектировании промышленного образца циклонной печи для производства мелкодисперсной извести.

Предложенный метод может быть использован для расчета циклонных печей, предназначенных для термообработки любых других мелкоизмельченных или порошкообразных материалов. При этом количество ступеней теплообмена может отличаться от рассмотренного, необходимо лишь ввести корректировки по количеству ступеней и физико-химическим процессам, которые протекают в реакционной зоне и в отдельных ступенях теплообмена при определенных температурах.

Список литературы

1. Воробьев Х.С., Мазуров Д.Я. Теплотехнические расчеты цементных печей и аппаратов. – М.: Высшая школа, 1962. – 350 с.
2. Глинков М.А. Основы общей теории печей. – М.: Metallurgizdat, 1962. – 576 с.
3. Шрайбер А.А., Глянченко В.Д. Термическая обработка полидисперсных материалов в двухфазном потоке. – К.: Наукова думка, 1976. – 156 с.
4. Мазуров Д.Я. Теплотехническое оборудование заводов вяжущих материалов. – М.: Стройиздат, 1975. – 283 с.
5. Шахмагон Н.Б., Левман Р.С., Гершкович Н.И. Новые направления развития сухого производства цемента: Обзор. – М.: ВНИИ-ЭСМ, 1985. – 49 с.
6. Бойко В.Н. Расчет рабочей камеры циклонного декарбонизатора для обжига мелкодисперсного известняка // Metallургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 16 – 22.
7. Циклоны НИИОГАЗ / Руководящие указания по проектированию, изготовлению, монтажу и эксплуатации. – Ярославль, 1971. – 96 с.

Рукопись поступила 26.03.2007 г.

Веселовский В.Б. – канд. физ.- мат. наук, доц., ДНУ

Босенко Т.М. – магистр, ДНУ

Горелова К.В. – магистр, ДНУ

СТРУКТУРНЫЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ СОСТАВНЫХ ТЕЛ ПРИ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ С УЧЁТОМ ТЕПЛОВОЙ ПАМЯТИ

Рассмотрено интегро-дифференциальное уравнение теплопроводности для многослойных конструкций, получено структурированное решение, проведены численно-параметрические исследования температурных полей при импульсном тепловом воздействии на материал.

Введение

В последние десятилетия в связи с созданием мощных излучателей повысилась актуальность проблемы взаимодействия интенсивных тепловых потоков с твёрдыми телами. В различных процессах обработки материалов концентрированными потоками энергии используется тепловое действие плазменного потока, лазерного или электронного луча. Создаются условия скачкообразного изменения температуры поверхности твёрдого тела или граничащей с ней среды (так называемый тепловой удар), что приводит к появлению в телах мощной волны термических напряжений, достаточной для предпосылок к ухудшению как прочностных, так и теплофизических характеристик. Возникает актуальная проблема оценки роли температурных полей и термоупругих волн в механизме теплового разрушения твёрдых тел.

Эти исследования на основе моделей динамической термоупругости получили широкое развитие: изучены физические закономерности теплового состояния в изотропных упругих телах на основе классических феноменологий Фурье и Максвелла – Каттанео – Лыкова о конечной скорости распространения тепла в твёрдых телах; сформулированы определяющие соотношения линеаризированной теории с учётом тепловой памяти [1 – 3].

В данной работе рассмотрены сравнительно новые задачи теории импульсного теплового воздействия. С математической точки зрения краевые задачи динамической термоупругости принципиально отличны от классических. На этом пути возникают серьёзные технические (вычислительные) трудности. Последнее указывает на необходимость разработки специального математического аппарата решения такого типа задач.

Постановка задачи

Математическая модель задач нестационарной теплопроводности для составной системы с идеальным и неидеальным тепловым контактом с учетом тепловой памяти на стыках имеет вид:

$$\begin{aligned} \tau_0^\nu \cdot \frac{\partial T_\nu(x, Fo)}{\partial Fo} + \frac{Fo^{r\nu} \cdot \partial T_\nu(x, Fo)}{\partial Fo^2} + \tau_0^\nu \cdot \int_0^\infty \beta'_\nu(s) \frac{\partial T_\nu(x, Fo-s)}{\partial Fo} ds = \\ = \beta_\nu \frac{\partial^2 T_\nu(x, Fo)}{\partial x^2} + \beta_\nu \int_0^\infty \alpha_\nu(s) \frac{\partial^2 T_\nu(x, Fo-s)}{\partial x^2} ds + w_\nu^*(x, Fo), \nu = 1, 2, \dots, m, \end{aligned} \quad (1)$$

где m – количество пластин в системе.

Начальные условия:

$$T_\nu(x, Fo)|_{Fo=0} = F_1(x); \quad (2)$$

$$\left. \frac{\partial T_\nu(x, Fo)}{\partial x} \right|_{Fo=0} = F_2(x); \quad (3)$$

$$\tau_0^\nu = \frac{\tau_r^\nu}{\tau_e^\nu} - \text{критериальный множитель уравнения (1)}. \quad (4)$$

Неоднородные условия:

$$w_\nu^*(x, Fo) = w_\nu \left(\tau_r \frac{\partial}{\partial t} + 1 \right).$$

Граничные условия:

$$\left\{ \begin{aligned} \alpha_0 \int_0^\infty \alpha_1(s) \frac{\partial T_1(x, Fo-s)}{\partial x} ds \Big|_{x=0} &= h_0 Bi_0 \left([f_0(Fo) - M_0 T_1(x_1, Fo)] \Big|_{x_1=0} + \right. \\ &\left. + k_0 Fo_{r,1} \frac{\partial}{\partial Fo} [f_0(Fo) - M_0 T_1(x_1, Fo)] \Big|_{x_1=0} \right); \\ \alpha_1 \int_0^\infty \alpha_m(s) \frac{\partial T_m(x, Fo-s)}{\partial x} ds \Big|_{x=1} &= h_1 Bi_1 \left([f_1(Fo) - M_1 T_m(x_m, Fo)] \Big|_{x_m=R_m} + \right. \\ &\left. + k_1 Fo_{r,m} \frac{\partial}{\partial Fo} [f_1(Fo) - M_1 T_m(x_m, Fo)] \Big|_{x_m=R_m} \right). \end{aligned} \right. \quad (5)$$

Условия на стыке слоёв пластины:

$$\left\{ \begin{aligned} \alpha_2 \int_0^\infty \alpha'_\nu(s) \frac{\partial T_\nu(x, Fo)}{\partial x} ds \Big|_{x=1} &= R_{\nu, \nu+1}^* [T_{\nu+1}(0, Fo) - T_\nu(1, Fo)], \\ \int_0^\infty \alpha'_\nu(s) \frac{\partial T_\nu(x, Fo)}{\partial x} ds \Big|_{x=1} - \mu_{\nu+1, \nu} \int_0^\infty \alpha'_{\nu+1}(s) \frac{\partial T_{\nu+1}(x, Fo)}{\partial x} ds \Big|_{x=0} &= f_2(Fo). \end{aligned} \right. \quad (6)$$

При этом $\beta_\nu = \frac{a_\nu}{a_0} \cdot \frac{R_0^2}{R_\nu^2}$, $\beta_\nu^* = \beta_\nu \cdot \frac{R_\nu^2}{\lambda_\nu}$, $\mu_{\nu+1, \nu} = \frac{\lambda_{\nu+1}}{\lambda_\nu} \frac{R_\nu}{R_{\nu+1}}$, $R_{\nu, \nu+1}^* = \frac{R_\nu}{R_{\nu, \nu+1} \lambda_\nu}$,

$$Fo = \frac{a_0}{R_0^2} \cdot \tau, \quad x = \frac{x_\nu}{R_\nu}, \quad Bi_1 = \frac{\alpha_1^*}{\lambda_m} R_m, \quad Fo^{r, \nu} = \frac{a_0}{R_0^2} \cdot \tau_r^\nu,$$

где a_0, R_0 – некоторые произвольные параметры: коэффициент температуропроводности и линейный размер.

Применим интегральное преобразование Лапласа к задаче (1) – (6) [4]:

$$\frac{d^2 T_v(x, p)}{dx^2} = \frac{Fo^r \cdot p^2 + \tau_0 \cdot p + \tau_0 \cdot p \cdot \beta'_v(p)}{\beta_v(1 + \alpha'_v(p))} \cdot T_v(x, p) + z_v(x, p), \quad (7)$$

$$\text{где } z_v(x, p) = \frac{(1 + \tau_r \cdot p)}{\beta_v(1 + \alpha'_v(p))} [-\varphi_v(x) - p \cdot \varphi_v(x) - \beta_v^*(p) \cdot p - w_v(x, p)]. \quad (8)$$

Решение неоднородного обыкновенного дифференциального уравнения (7) представим в виде:

$$T_v(x, p) = C_v \cdot ch \left(\sqrt{\frac{Fo^r \cdot p^2 + \tau_0 \cdot p + \tau_0 \cdot p \cdot \beta'_v(p)}{\beta_v(1 + \alpha'_v(p))}} \cdot x \right) + \\ + D_v \cdot sh \left(\sqrt{\frac{Fo^r \cdot p^2 + \tau_0 \cdot p + \tau_0 \cdot p \cdot \beta'_v(p)}{\beta_v(1 + \alpha'_v(p))}} \cdot x \right) + z_v^*(x, p), \quad (9)$$

где $z_v^*(x, p)$ – частное решение (7); C_v, D_v – константы интегрирования, которые определяются из унифицированных внешних и внутренних граничных условий (5), (6), записанных в поле изображений.

В предположении бесконечной дифференцируемости по координате x функции $z_v^*(x, p)$ представим ее в виде бесконечного ряда по производным от $z_v(x, p)$:

$$z_v^*(x, p) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(\beta_v(p) + \alpha'_v(p))^n}{p^{n+1}(\tau_0 + Fo^r \cdot p + \beta_v^*(p))^{n+1}} \frac{d^{2n}}{dx^{2n}} z_v(x, p) + \\ + Fo^r \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(\beta_v(p) + \alpha'_v(p))^n}{p^n(\tau_0 + Fo^r \cdot p + \beta_v^*(p))^n} \frac{d^{2n}}{dx^{2n}} z_v(x, p). \quad (10)$$

Нетрудно убедиться, что (10) удовлетворяет (7) и является его частным решением. Представление $z_v^*(x, p)$ в таком виде, хотя и сужает класс функций до бесконечности дифференцируемых, однако, является удобным для дальнейшего анализа.

Переходя в условиях (6) к изображениям, исключим в (9) константы интегрирования C_{v-1}, D_{v-1} , выразив их через константы интегрирования для первой пластины C_1, D_1 [4]. Для этого решение (9) представим в виде:

$$T_v(x, p) = C_v \sum_{n=0}^{\infty} a_{n,v}(x) p^n + D_v \sqrt{\frac{p(\tau_0 + Fo^r \cdot p + \beta_v^*(p))}{\beta_v + \alpha'_v}} \sum_{n=0}^{\infty} a_{n,v}^*(x) p^n + \\ + z_v^*(x, p), \quad (11)$$

где $a_{n,v}(x), a_{n,v}^*(x)$ имеют вид соответственно:

$$\begin{aligned}
a_{n,v}(x) &= a_{n,v}^{nap}(x) + a_{n-1,v}^{zum}(x) + a_{n,v}^{nam}(x), \\
a_{n,v}^{nap}(x) &= \tau_{0,v}^n \frac{x^{2n}}{(2n)! (\beta_v(p) + \alpha_v^*(p))^n}, \\
a_{n-1,v}^{zum}(x) &= Fo_{r,v}^n \frac{(n-1)x^{2(n-1)}}{(2(n-1))! (\beta_v(p) + \alpha_v^*(p))^n}, \\
a_{n,v}^{nam}(x) &= Fo_{e,v}^n \cdot (\beta_v^*(p))^n \cdot \frac{x^{2n}}{(2n)! (\beta_v(p) + \alpha_v^*(p))^n}, \\
a_{n,v}^*(x) &= a_{n,v}^{*nap}(x) + a_{n-1,v}^{*zum}(x) + a_{n,v}^{*nam}(x), \\
a_{n,v}^{*nap}(x) &= \tau_{0,v}^n \frac{x^{2n+1}}{(2n+1)! (\beta_v(p) + \alpha_v^*(p))^n}, \\
a_{n-1,v}^{*zum}(x) &= Fo_{r,v}^n \frac{(n-1)x^{2n-1}}{(2n-1)! (\beta_v(p) + \alpha_v^*(p))^n}, \\
a_{n,v}^{*nam}(x) &= Fo_{e,v}^n \cdot (\beta_v^*(p))^n \cdot \frac{x^{2n+1}}{(2n+1)! (\beta_v(p) + \alpha_v^*(p))^n}.
\end{aligned}$$

Здесь $a_{-1,v}^{*zum}(x) = a_{0,v}^{*zum}(x) = 0$.

Подставляя решение для первой и второй пластин в условия (6) (записанного в поле изображений), найдем C_2, D_2 , выраженные через C_1, D_1 .

Повторяя эту процедуру $m-1$ раз, получим

$$T_v(x, p) = C_1 \sum_{n=0}^{\infty} c_{n,v}(x) p^n + D_1 \sum_{n=0}^{\infty} b_{n,v}(x) p^n + \Phi_v(x, p), \quad (12)$$

где $\Phi_v(x, p)$ – известная функция, определяемая как

$$\Phi(x, p) = \sum_{i=1}^{\nu-1} \left[V_{i,i+1}(p) \sum_{n=0}^{\infty} L_{n,v,v-i}(x) p^n + V_{i,i+1}^*(p) \sum_{n=0}^{\infty} L_{n,v,v-i}^*(x) p^n \right] + z_v^*(x, p). \quad (13)$$

В (12), (13) комплексы $c_{n,v}(x), b_{n,v}(x), L_{n,v,v-i}(x), L_{n,v,v-i}^*(x)$ для различных условий неидеального теплового контакта получены перемножением степенных рядов по правилу Коши и имеют вид рекуррентных соотношений:

– для идеального контакта:

$$\begin{aligned}
L_{n,v,v-i}^I(x) &= \sum_{j=0}^n a_{n-j,v}(x) L_{j,v-1,i-1} + \sum_{j=0}^n a_{n-j,v}^*(x) S_{j,v-1,i-1}^I; \\
L_{n,v,v-i}^{*I}(x) &= \sum_{j=0}^n a_{n-j,v}(x) L_{j,v-1,i-1}^* + \sum_{j=0}^n a_{n-j,v}^*(x) S_{j,v-1,i-1}^{*I}; \\
S_{n,v,i}^I(x) &= \chi_{v-1,v} \frac{1}{\sqrt{(\beta_v + \alpha_v^*) \cdot (\beta_{v-1} + \alpha_{v-1}^*)}} \sum_{j=0}^{n-1} a_{n-1,j,v-1}^*(x) L_{j,v-1,i-1}^I + \\
&+ \chi_{v-1,v} \sqrt{\frac{(\beta_{v-1} + \alpha_{v-1}^*)}{(\beta_v + \alpha_v^*)}} \sum_{j=0}^n a_{n-j,v}^*(x) S_{j,v-1,i-1}^I;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
S_{n,v,i}^{*I}(x) &= \chi_{v-1,v} \frac{1}{\sqrt{(\beta_v + \alpha_v^*) \cdot (\beta_{v-1} + \alpha_{v-1}^*)}} \sum_{j=0}^{n-1} a_{n-1-j,v-1}^*(x) L_{j,v-1,i-1}^{*I} + \\
&+ \chi_{v-1,v} \sqrt{\frac{(\beta_{v-1} + \alpha_{v-1}^*)}{(\beta_v + \alpha_v^*)}} \sum_{j=0}^n a_{n-j,v-1}^*(x) S_{j,v-1,i-1}^{*I}; \\
\chi_{v-2,v-1} &= \sqrt{\frac{(\beta_{v-1} + \alpha_{v-1}^*)}{(\beta_{v-2} + \alpha_{v-2}^*)}} \mu_{v-1,v-2}.
\end{aligned}$$

Для определения оригинала изображения $z_v^*(x, p)$ воспользуемся теоремой о свертке функции. Причем, учитывая наши предположения о классе функций $\varphi_v(x)$, $w_v(x, Fo)$, и предполагая абсолютную сходимость ряда (10), применим теорему о свертке функций к каждому слагаемому ряда. Тогда получим:

$$z_v^*(x, Fo) = z_v^{*,nap}(x, Fo) + z_v^{*,cun}(x, Fo) + z_v^{*,nam}(x, Fo).$$

Частное решение в общем виде:

$$\begin{aligned}
z_v^*(x, p) &= \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(\beta_v(p) + \alpha_v^*(p))^n}{p^{n+1} (\tau_{0,v} + Fo^r \cdot p + \beta_v^*(p))^{n+1}} \frac{d^{2n}}{dx^{2n}} z_v(x, p) + \\
&+ \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(\beta_v(p) + \alpha_v^*(p))^n}{p^n (\tau_{0,v} + Fo^r \cdot p + \beta_v^*(p))^n} \frac{d^{2n}}{dx^{2n}} z_v(x, p),
\end{aligned} \tag{14}$$

где $z_v(x, p) = -(\tau_{0,v} + Fo^r \cdot p + \beta_v^*(p))\varphi_v(x) - \beta_v^*(p)w_v(x, p)$.

Для получения оригинала выражения (14) необходимо дробь $\frac{1}{p^{n+1}(\tau_{0,v} + Fo^r \cdot p + \beta_v^*)^{n+1}}$ привести к виду $\frac{A}{p^{n+1}} + \frac{B}{(\tau_{0,v} + Fo^r \cdot p + \beta_v^*)^{n+1}}$.

Используя формулы разложения степенных функций, получим:

$$\frac{\frac{(\beta_v + \alpha_v^*)^n}{\tau_{0,v}}}{p^{n+1}(\tau_{0,v} + Fo^r \cdot p + \beta_v^*)^{n+1}} \approx \frac{\frac{(\beta_v + \alpha_v^*)^n}{\tau_{0,v}}}{p^{n+1} \left(1 + \frac{Fo^r}{\tau_{0,v}} p + \frac{\beta_v^*}{\tau_{0,v}} + n \left(\frac{Fo^r}{\tau_{0,v}} p + \frac{\beta_v^*}{\tau_{0,v}} \right) \right)}. \tag{15}$$

Аналогично проведём разложение функции (15) по степеням, относительно p :

$$\left(1 + \frac{Fo^{r,v}}{\tau_{0,v}} p + \frac{\beta_v^*}{\tau_{0,v}} \right)^{n+1} \approx 1 + (4 + 3n) \cdot \left(\frac{Fo^{r,v}}{\tau_{0,v}} p \right) + (2 + n) \left(\frac{Fo^{e,v} \cdot \beta_v^*}{\tau_{0,v}} \right). \tag{16}$$

Подставим (16) в (15), тем самым преобразовываем дробную составляющую частного решения:

$$\frac{\frac{(\beta_v + \alpha_v^*)^n}{\tau_{0,v}}}{p^{n+1} \left(1 + (n+2) \left(\frac{Fo^{r,v}}{\tau_{0,v}} p \right) + (n+2) \left(\frac{Fo^{e,v} \cdot \beta_v^*}{\tau_{0,v}} \right) \right)^{n+1}} = \frac{\tau_{0,v}}{p^{n+1}} - (n+2) \left(\frac{Fo^{r,v}}{\tau_{0,v}^2} \right) \left(\frac{(\beta_v + \alpha_v^*)^n}{p^n} \right) - (n+2) \left(\frac{Fo^{e,v} \cdot \beta_v^*}{\tau_{0,v}^2} \right) \left(\frac{(\beta_v + \alpha_v^*)^n}{p^n} \right). \quad (17)$$

Таким образом, получим частное решение:

$$z_v^*(x, Fo) = z_v^{*,nap}(x, Fo) + z_v^{*,zun}(x, Fo) + z_v^{*,nam}(x, Fo), \quad (18)$$

$$\text{где } z_v^{*,nap}(x, Fo) = - \sum_{n=0}^{\infty} \beta_v^n \frac{Fo^n}{n!} \varphi_v^{(2n)}(x) - \beta_v^* \sum_{n=0}^{\infty} \beta_v^n \frac{1}{n!} \int_0^{Fo} (Fo - \theta)^n \frac{\partial^{2n}}{\partial x^{2n}} w_v(x, \theta) d\theta,$$

$$z_v^{*,zun}(x, Fo) = Fo^{r,v} \sum_{n=0}^{\infty} \beta_v^n \frac{(n+2)Fo^{n-1}}{(n-1)!} \varphi_v^{(2n)}(x) + \beta_v^* Fo^{r,v} \times \\ \times \sum_{n=0}^{\infty} \beta_v^n \frac{n}{(n-1)!} \int_0^{Fo} (Fo - \theta)^{n-1} \frac{\partial^{2n}}{\partial x^{2n}} w_v(x, \theta) d\theta,$$

$$z_v^{*,nam}(x, Fo) = Fo^{e,v} \sum_{n=0}^{\infty} \beta_v^n \frac{(n+2)Fo^{n-1}}{(n-1)!} \varphi_v^{(2n)}(x) + \beta_v^* Fo^{e,v} \times \\ \times \sum_{n=0}^{\infty} \beta_v^n \frac{n}{(n-1)!} \int_0^{Fo} (Fo - \theta)^{n-1} \frac{\partial^{2n}}{\partial x^{2n}} w_v(x, \theta) d\theta,$$

Решение задачи (1) – (6) представим в виде суммы частных решений (принцип суперпозиции), которые формируются под влиянием следующих компонент воздействия: внешних граничных условий, условий на стыке пластин, источников тепла по сечению каждой пластины, начального распределения температуры и взаимного теплового влияния пластин [4 – 6]:

$$T_v(x, Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] g_r^n(Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{g_r(p_k)}{\Psi'(\varphi_n, p_k)} \times \right. \\ \left. \times Q[\mu_{n,r}^v(x), p_k] \exp(-\gamma^2 Fo) \right\} + z_v^*(x, Fo), \quad (19)$$

где $g_r^n(Fo)$ – компоненты воздействия;

$\Omega_n [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] = \frac{\mu_{n,r}^v(x)}{\varphi_0} - \sum_{j=1}^n \Omega_{n-j} [\mu_{n-j,r}^v(x), \varphi_{n-j}] \frac{\varphi_j}{\varphi_0}$ – рекуррентное соотношение, в котором комплекс $\Omega_n [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n]$ представляет собой функцию:

$$Q_n [\mu_{n,r}^v(x), p_k] = \sum_{n=0}^{\infty} \mu_{n,r}^v(x) \cdot p_k. \quad (20)$$

В решении (19) также присутствует полиномиальный множитель $\Psi(\varphi_n, p_k)$, вид которого определяется степенной зависимостью от параметра p :

$$\Psi(\varphi_n, p_k) = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot p_k^n, \quad (21)$$

где $p_k = -\gamma_k^2 \frac{a_0}{R_0^2}$ – обобщённый множитель, γ_k – корни трансцендентного уравнения $\Psi(\varphi_n, \gamma) = 0$.

Сравнение температурных полей для составных тел, полученных структурным методом, приведено в [5, 6]. Тестовые примеры для интегро-дифференциального уравнения теплопроводности выполнены для двухслойной пластины.

В качестве примера рассмотрена задача о нагреве составной конструкции в виде системы двух неограниченных пластин (графит АРВ-У – сталь-15). На внешней границе составной конструкции заданы граничные условия первого рода; на стыке слоев – условия идеального теплового контакта, а внутренняя граница теплоизолирована. Геометрические и теплофизические параметры принимаются следующие: $R_1 = R_2 = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $a_1 = 0.028 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$, $a_2 = 0.0692 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, $\tau_r^1 = \tau_r^2 = 10^{-9} \text{ с}$, $\tau_e^1 = \tau_e^2 = 10^{-11} \text{ с}$.

Расчеты проведены для граничной температуры 500 – 1500 °С. Температуры, соответствующие решениям систем интегро-дифференциальных, гиперболических и параболических уравнений обозначены линиями и, соответственно цифрами 1, 2, 3. При увеличении интервала расчета отличия между решениями уравнений совпадают с определённой точностью. Графическая интерпретация проведенных расчетов показана на графиках (рис. 1, рис. 2).

Также проведен дополнительный расчет температурного поля на срезе по сечению в материалах двухслойной пластины, графические результаты представлены на рис. 3, 4: a1, a2 – область среза в двух плоскостях одного слоя для графита АРВ-У; b1 – b2 – область среза в двух плоскостях одного слоя для стали-15.

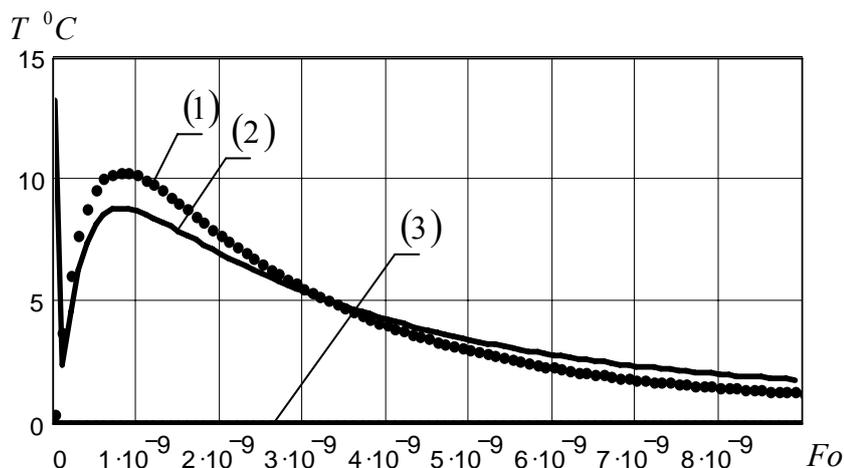


Рис. 1. Температурное поле двухслойной пластины: материал графит АРВ-У на глубине проникновения $L = 10^{-4} \text{ м}$ при $T_c = 500^\circ \text{ С}$

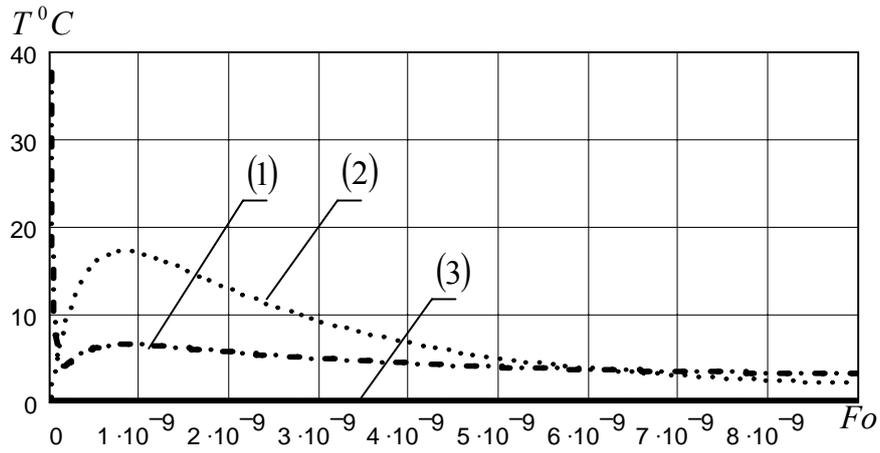


Рис. 2. Температурное поле двухслойной пластины:
материал сталь, глубина проникновения
 $L = 10^{-4}$ м при $T_c = 500^{\circ}\text{C}$

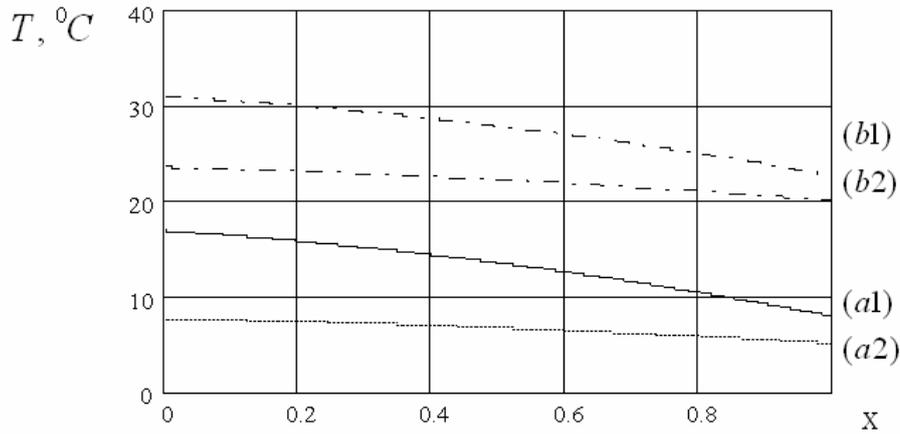


Рис. 3. Распределение температурного поля
по координате в двухслойной пластине в момент
времени $Fo = 10^{-9}$ при $T_c = 500^{\circ}\text{C}$ (a) и $T_c = 1500^{\circ}\text{C}$ (b)

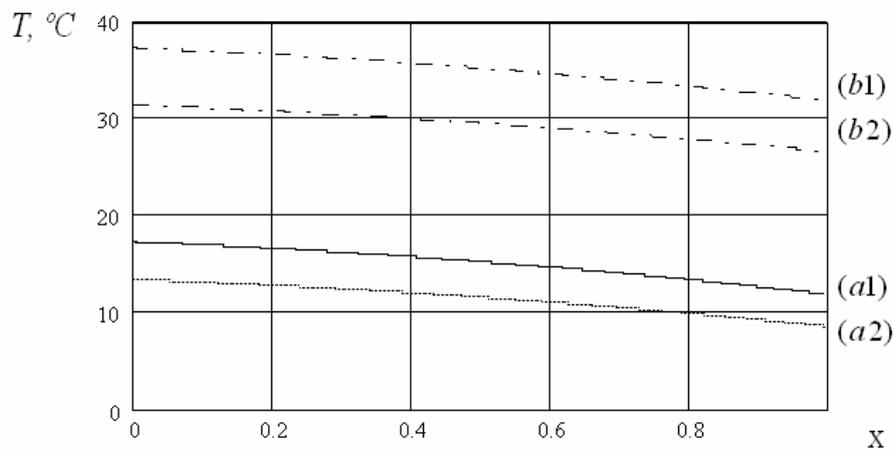


Рис. 4. Распределение температурного поля
по координате в двухслойной пластине в момент
времени $Fo = 10^{-11}$ при $T_c = 500^{\circ}\text{C}$ (a) и $T_c = 1500^{\circ}\text{C}$ (b)

Выводы

Разработан структурный метод решения краевых задач с учетом конечной скорости распространения теплоты, позволяющий получать аналитические решения в широком диапазоне изменения времени. Применение интегрального метода теплового баланса позволило учесть влияние функций релаксации теплового потока и внутренней энергии.

Выполненные расчеты являются основой для последующей качественной оценки влияния различных факторов теплотехнологического процесса и позволяют учесть их при разработке более сложных моделей.

Список литературы

1. Карташов Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твёрдых тел. – М.: Высшая школа, 2001. – 550 с.
2. Кудинов В.А., Карташов Э.М., Калашников В.В. Аналитические решения задач тепломассопереноса и термоупругости для многослойных конструкций. – М.: Высшая школа, 2005. – 430 с.
3. Шашков А.Г., Бубнов В.А., Яновский С.Ю. Волновые явления теплопроводности. Системно-структурный подход. – М.: Эдиториал УРСС, 2004. – 296 с.
4. Веселовский В.Б. Структурный метод решения задач теплопроводности для составных сред при экстремальных воздействиях // Диференціальні рівняння та їх застосування. – Д.: Зб. наук. пр. ДНУ, 2006. – С. 85 – 97.
5. Веселовский В.Б., Босенко Т.М. Операционный метод решения задач теплопроводности при экстремальных тепловых воздействиях // Одинадцята міжнародна наукова конференція імені академіка М. Кравчука: Матеріали конференції. – К.: ТОВ “Задруга”, 2006. – С. 536.
6. Веселовский В.Б., Сова Ю.А., Босенко Т.М. Задачи теплопроводности для составных сред с тепловой памятью // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 20 – 31.

Рукопись поступила 19.04.2007 г.

Веселовский В.Б. – канд. физ.- мат. наук, доц., ДНУ

Малая Ю.А. – аспирант, ДНУ

Гнедаш К.И. – студент, НМетАУ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИМПУЛЬСНЫХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Получено решение гиперболического уравнения теплопроводности, описывающего высокоинтенсивные тепловые процессы, методом разделения переменных и операционным методом.

Введение

Изучение поведения твердых тел при кратковременном воздействии высоких температур и давлений имеет большое теоретическое и практическое значение. В последнее время все шире применяются на практике новые импульсные методы обработки металлов и сплавов. Поэтому моделирование импульсных тепловых процессов с помощью гиперболического уравнения теплопроводности является актуальной задачей [1, 2].

Несмотря на ряд исследований, в области моделирования импульсных тепловых процессов многие физические аспекты еще не достаточно исследованы. Так, на протяжении последних десятилетий ведется изучение гиперболического уравнения теплопроводности, для задач высокоинтенсивного нагрева твердых тел [3 – 5].

Вследствие высокой локальности воздействия и большой скорости протекания процесса импульсной обработки его экспериментальное изучение вызывает трудности. В работе [3] приведены результаты влияния различных видов воздействий на металлы.

Целью данной работы является получение решения гиперболического уравнения теплопроводности, которое применяется для моделирования высокоинтенсивных процессов нагрева твердых тел, возникающих при импульсном воздействии.

Постановка задачи

Характерной особенностью современной технологии изготовления изделий является то, что она должна обеспечивать не только высокую точность, производительность, но и требуемую долговечность обрабатываемых деталей при эксплуатации. Этим требованиям в значительной мере отвечают новые технологические процессы, получившие название импульсной технологии. Систематические исследо-

вания фазовых и структурных превращений в сплавах при повышенных скоростях нагрева, показали, что быстрый нагрев сплавов позволяет получить структуры, которые не могут быть созданы стандартными видами термообработки. Нагрев металла до температуры нагрева выше температуры плавления в зависимости от времени классифицируется на: импульсный – нагрев металла в течение миллисекунды (лазерный, электронно-лучевой, электрогидроимпульсный, индуктивный и др.); быстрый – в течение десятой доли секунды (индукционный, плазменный); обычный – в течение нескольких минут (печной) [3, 5, 6].

На работоспособность деталей машин основное влияние оказывает качество металла не столько всего сечения, сколько поверхностного слоя. Он создается уже на стадии изготовления деталей и часто окончательно формируется в процессе эксплуатации. Поверхностные слои, которые имеют более повышенную твердость, термостойкость и др., полученные путем интенсивного нагрева, одновременной пластической деформации, быстрого охлаждения, за счет отвода теплоты вглубь металла, называют белыми слоями (БС). Существует несколько методов импульсного упрочнения металлов, то есть получение белых слоев: специальное точение, механоультразвуковая обработка, фрикционно – упрочняющая обработка, лазерная обработка, электрогидроимпульсная обработка. Таким образом, БС создаются различными технологическими способами, однако для них являлись общими высокая интенсивность энергии обработки, большие температуры, давления и импульсное их воздействие. Опыты показали, что для получения качественных БС необходимо обеспечивать условие [3]:

$$K_э = T \cdot P_0 \cdot \tau / (cT_з),$$

где $K_э$ – энергетический коэффициент; c – удельная теплоемкость обрабатываемого металла, Дж/(кгК); $T_з$ – температура закалки металла, К; P_0 – удельное давление, Па; w_T^c – скорость нагрева, К/с. Зависимость справедлива для способов обработки, при которых $W_T^c \geq 10^4$ К/с. Так, например, при закалке током высокой частоты не возникают БС, так как $W_T^c = (4,5 - 5,0) \cdot 10^3$ К/с, $T = 1170$ К, $\tau = 0,18 \div 0,2$ с.

Качественные БС возникают, если $(0,8 - 1,5) \cdot 10^4 \geq K_э \geq (4 - 5) \cdot 10^2$ при обработке закаленных сталей и $(0,8 - 1,5) \cdot 10^4 \geq K_э \geq (8 - 9) \cdot 10^2$ ($K \cdot \text{Па} \cdot \text{с} \cdot \text{кг} / \text{Дж}$) при обработке незакаленных сталей и чугунов. При низких значениях энергетического коэффициента БС не возникают, или возникают очень тонкие и прерывистые, при очень больших

значениях может наблюдаться оплавление значительных участков детали, в БС могут возникать трещины.

В данной статье рассматривались температурные условия возникновения БС при импульсном воздействии на твердое тело.

Постановка задачи нестационарной теплопроводности для твердого тела, которое подвергается импульсному тепловому воздействию: необходимо найти температурную функцию $T(x, t)$, определенную и непрерывную на $0 \leq x_v \leq R_v$, $0 < t < \infty$, которая является решением гиперболического уравнения теплопроводности:

$$a \frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} + \tau_p \frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial t^2}, \quad (1)$$

начальные условия

$$T(x, t)|_{t=0} = T_n, \quad \frac{\partial T(x, t)}{\partial t}|_{t=0} = 0, \quad (2)$$

граничные условия

$$\frac{\partial T(0, t)}{\partial x} = 0, \quad \lambda \frac{\partial T(R, t)}{\partial x} = q(t) + \tau_p \frac{\partial q(t)}{\partial t}, \quad (3)$$

где τ_p – время релаксации теплового потока.

В безразмерных переменных, задача (1) – (3) имеет вид:

$$\frac{\partial^2 \Theta(x, Fo)}{\partial x^2} = \frac{\partial \Theta(x, Fo)}{\partial Fo} + Fo_p \frac{\partial^2 \Theta(x, Fo)}{\partial Fo^2}, \quad (4)$$

начальные условия

$$\Theta(x, 0) = 1, \quad \frac{\partial \Theta(x, 0)}{\partial Fo} = 0, \quad (5)$$

граничные условия

$$\frac{\partial \Theta(0, Fo)}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial \Theta(1, Fo)}{\partial x} = Q(Fo) + Fo_p \frac{\partial Q(Fo)}{\partial Fo}, \quad (6)$$

где $Q(Fo) = Q_0 + Q_1 Fo$, $Fo_p = \frac{a \tau_p}{R^2}$, $Fo = \frac{at}{R^2}$, $\Theta = \frac{T}{T_n}$, $x = \frac{X}{R}$,

$$Q_0 = \frac{q_0 R}{\lambda T_n}, \quad Q_1 = \frac{q_1 R}{\lambda T_n}, \quad \Theta_n = \frac{T_n}{T_n}, \quad \frac{\partial \Theta(1, Fo)}{\partial x} = Q_0 + Q_1 (Fo_p + Fo).$$

Метод решения задачи

Решение задачи (4) – (6) может быть получено методом разделения переменных, операционным методом и численным методом конечных разностей [1, 6]. Метод разделения переменных позволяет выделить волновую часть решения, однако его применение затруднено при наличии источника тепла в уравнении (4). Операционный метод [6 – 8] позволяет выделить компоненты воздействия, квазистационарное решение, решение в регулярном режиме, а также выделить части структурного реше-

ния, соответствующие решениям параболических и гиперболических уравнений теплопроводности. Применение численного метода вызывает затруднения при временах порядка времени тепловой релаксации.

Решение задачи методом Фурье имеет вид:

$$\begin{aligned} \Theta(x, Fo) = & 1 + Q_0 Fo \exp(-2H) - 2Q_1 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(\pi n)^4} \times \cos \pi n x + \frac{Q_0 + Q_1 (Fo_p + Fo)}{2} x^2 + \\ & + \sum_{n=1}^{n^*} (a_n + c_n) \times \exp(N^- \cdot H) \times \cos \pi n x + \sum_{n=n^*+1}^{\infty} (a_n^* + c_n^*) \exp(-H) \cos(H \cdot K^*) \cos \pi n x + \\ & + \sum_{n=1}^{n^*} (b_n + d_n) \times \exp(N^+ \cdot H) \times \cos \pi n x + \sum_{n=n^*+1}^{\infty} (b_n^* + d_n^*) \exp(-H) \sin(H \cdot K^*) \cos \pi n x, \end{aligned} \quad (7)$$

при $n < n^*$, что соответствует затухающей части решения

$$\begin{aligned} a_n = -\frac{(-1)^n}{(\pi n)^2} \left(\frac{2Fo_p Q_1 + (Q_0 + Fo_p Q_1) N^+}{K} \right), \quad b_n = \frac{(-1)^n}{(\pi n)^2} \left(\frac{2Fo_p Q_1 - (Q_0 + Fo_p Q_1) N^-}{K} \right), \\ c_n = Q_1 \frac{(-1)^n}{(\pi n)^4} \left(2 + \frac{N^-}{K} \right), \quad d_n = Q_1 \frac{(-1)^n}{(\pi n)^4} \frac{N^-}{K}; \end{aligned}$$

при $n > n^*$, что соответствует волновой части решения

$$\begin{aligned} a_n^* = -2(Q_0 + Q_1 Fo_p) \frac{(-1)^n}{(\pi n)^2}, \quad b_n^* = -\frac{2(-1)^n (3Fo_p Q_1 + Q_0)}{(\pi n)^2 K^*}, \\ c_n^* = 2Q_1 \frac{(-1)^n}{(\pi n)^4}, \quad d_n^* = 2Q_1 \frac{(-1)^n}{(\pi n)^4} \frac{1}{K^*}. \end{aligned}$$

В решении (7):

$$\begin{aligned} N^- = \sqrt{1 - 4Fo_p (\pi n)^2} - 1, \quad N^+ = \sqrt{1 - 4Fo_p (\pi n)^2} + 1, \\ K^* = \sqrt{4Fo_p (\pi n)^2 - 1}, \quad K = \sqrt{1 - 4Fo_p (\pi n)^2}, \quad H = \frac{Fo}{2Fo_p}. \end{aligned}$$

При тех же условиях решение параболического уравнения теплопроводности имеет вид:

$$\begin{aligned} \Theta(x, Fo) = \Theta_0 + \frac{Q_0 + Q_1 Fo}{2} x^2 - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2Q_0 (-1)^n}{(\pi n)^2} e^{-(\pi n)^2 Fo} \cos \pi n x + \\ + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2Q_1 (-1)^n}{(\pi n)^4} (e^{-(\pi n)^2 Fo} - 1) \cos \pi n x. \end{aligned} \quad (8)$$

Применяя к (4) – (6) интегральное преобразование Лапласа по переменной Fo , получим дифференциальное уравнение

$$\frac{d^2 \Theta(x, p)}{dx^2} = p(Fo_p p + 1) \cdot \Theta(x, p) + z(x, p), \quad (9)$$

$$z(x, p) = -(Fo_p p + 1),$$

где p – переменная преобразования Лапласа.

Решение задачи в поле изображений

$$\Theta(x, p) = \sum_{r=1}^2 g_r(p) w_r(x, p) + z(x, p),$$

где $w_r(x, p) = \frac{\sum_{n=0}^{\infty} \mu_{n,r}(x) p^n}{\sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n p^n}$, $z(x, p) = \frac{1}{p^{n+1} (Fo_p p + 1)^{n+1}}$ – частное ре-

шение неоднородного уравнения (9), записанного в поле изображений.

Решение задачи (4) – (6) в оригиналах имеет вид

$$\Theta(x, Fo) = \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n [\mu_n(x), \varphi_n] g^{(n)}(Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{g(P_k)}{\Psi'(\varphi_n, P_k)} Q[\mu_n(x), P_k] \exp(-\gamma^2 Fo) + z(x, Fo), \quad (10)$$

где $g(Fo)$ – компоненты воздействия;

$$\Omega_n [\mu_n(x), \varphi_n] = \frac{\mu_n(x)}{\varphi_0} - \sum_{j=1}^n \Omega_{n-j} [\mu_{n-j}(x), \varphi_{n-j}] \frac{\varphi_j}{\varphi_0} - \text{рекуррентное со-}$$

отношение,

$$Q[\mu_n(x), P_k] = \sum_{n=0}^{\infty} \mu_n(x) P_k^n, \quad \Psi(\varphi_n, P_k) = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n P_k^n - \text{обобщенные целые}$$

функции,

$$P_k = -\gamma_k^2 \frac{a}{R^2}, \quad \gamma_k - \text{корни трансцендентного уравнения } \Psi(\varphi_n, \gamma) = 0;$$

$$z(x, Fo) = z^{nap}(x, Fo) + z^{zun}(x, Fo).$$

Разностная схема задачи (4) – (6), полученная численным методом, имеет вид:

$$\Theta_m^{n+1} = \frac{\frac{1}{h^2} (\Theta_{m+1}^n + \Theta_{m-1}^n) + \left(\frac{1}{2l} - \frac{Fo_p}{l^2} \right) \Theta_m^{n-1} + 2 \left(\frac{Fo_p}{l^2} - \frac{1}{h^2} \right) \Theta_m^n}{\frac{Fo_p}{l^2} + \frac{1}{2l}},$$

$$m = 1, 2, \dots, M-1, n = 0, 1, \dots, N-1,$$

$$\text{начальные условия } \Theta_m^0 = 1, \Theta_m^1 - \Theta_m^0 = 0, \quad (11)$$

$$\text{граничные условия } \Theta_1^n - \Theta_0^n = 0, \quad \Theta_M^n - \Theta_{M-1}^n = h(q_0 + q_1 (Fo^n + Fo_p)).$$

Данная схема является явной разностной схемой с шагом по времени l , а по координате – h , поэтому для расчета температурного поля необходимо достаточное условие устойчивости схемы

$$\frac{l^2}{Fo_p h^2} \leq 1.$$

Численные исследования

На рис. 1 приведено сравнение решений, полученных методом Фурье, с результатами работы [9]. Как видно из рисунка, сравнение показывает удовлетворительное согласование результатов.

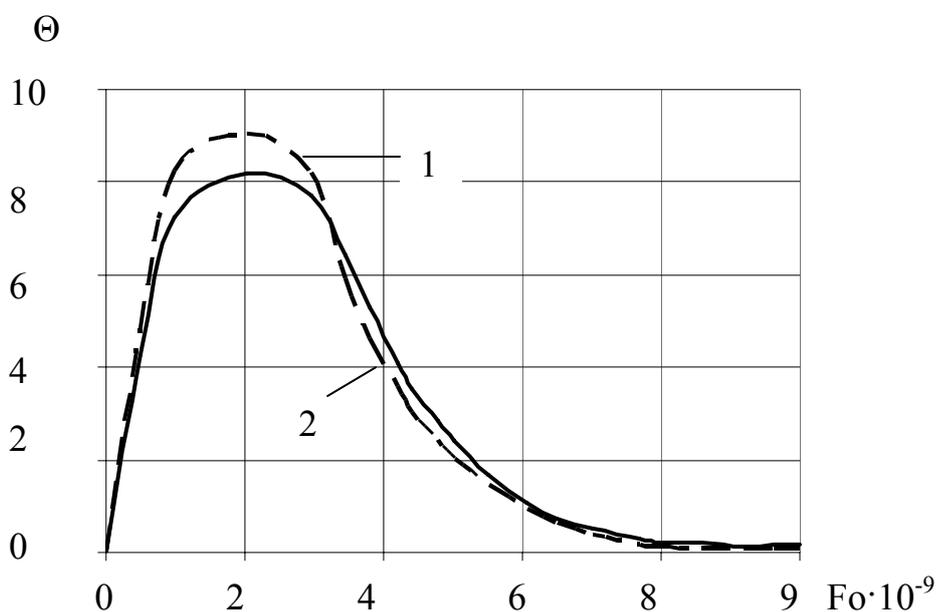


Рис. 1. Температурное поле:
1 – решение (7); 2 – результаты работы [9]

На рис. 2 приведено сравнение решений параболического и гиперболического уравнений теплопроводности для неограниченной пластины при граничных условиях первого и второго рода. Возрастание температуры наблюдается в решении гиперболического уравнения теплопроводности при $Fo = 10^{-9}$, $X = 0,1$.

На рис. 3 приведено сравнение решений гиперболического уравнения теплопроводности, полученных методами: 1 – разделения переменных; 2 – операционным; 3 – численным. Анализ результатов показывает, что аналитические решения можно применять для исследования температурных полей при высокоинтенсивных тепловых воздействиях.

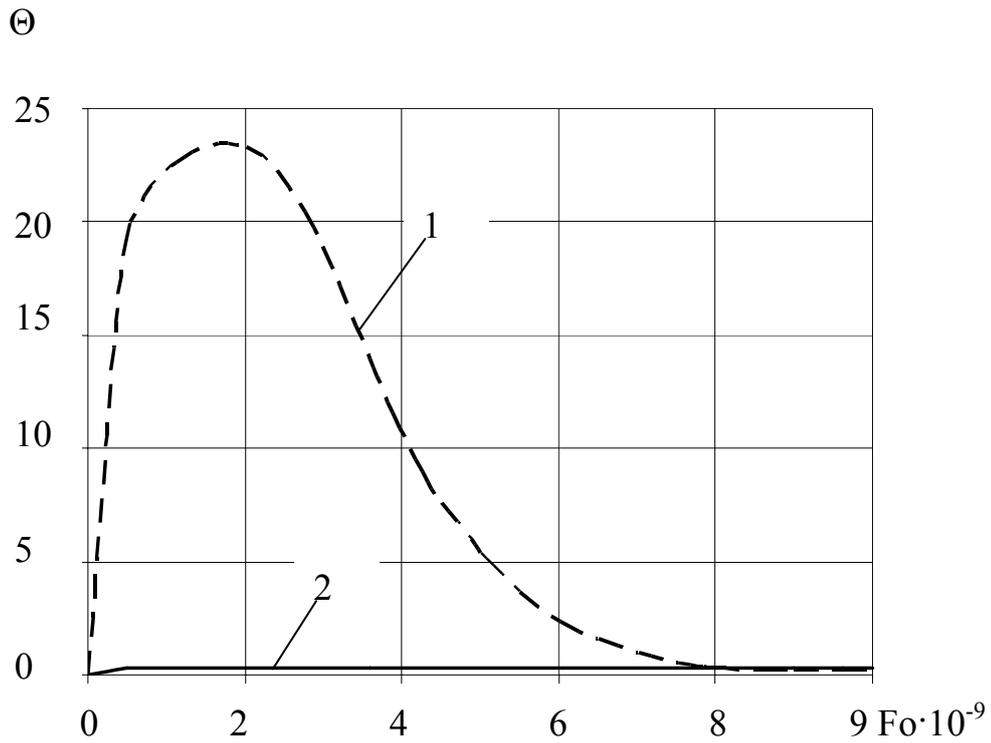


Рис. 2. Температурное поле неограниченной пластины (Ст 10):
 1 – решение гиперболического уравнения теплопроводности;
 2 – решение параболического уравнения теплопроводности

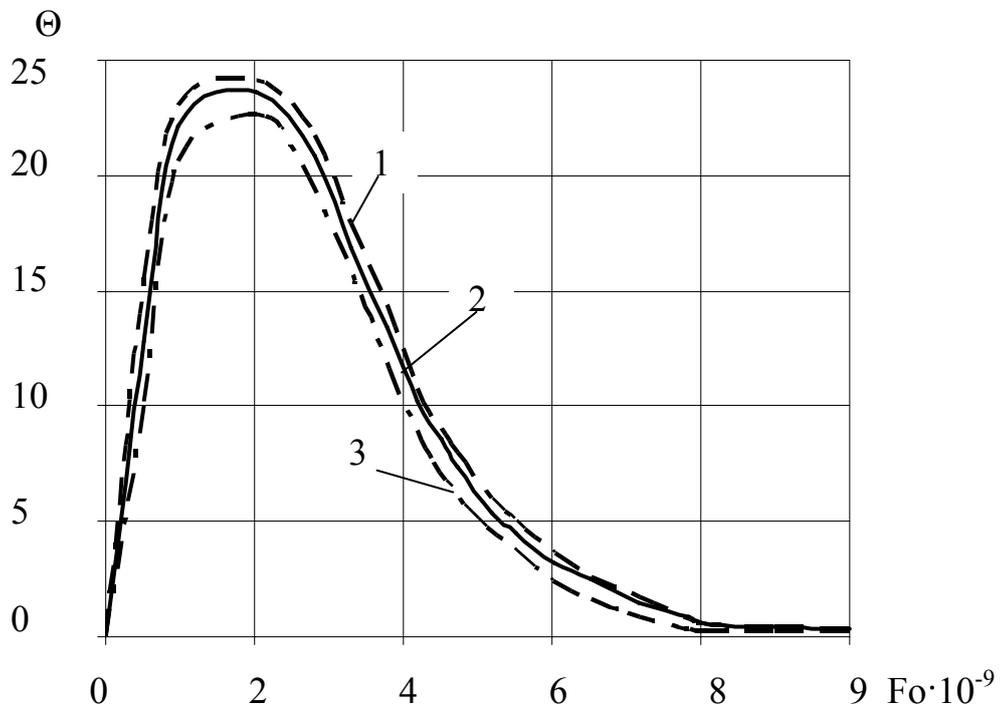


Рис. 3. Сравнение методов решения гиперболического уравнения теплопроводности: 1 – метод разделения переменных; 2 – операционный метод; 3 – численный метод

В качестве тестового примера рассмотрена задача о нагреве неограниченной пластины (рис. 4). На одной границе пластины заданы граничные условия тепловой изоляции, на другой – тепловой поток ($q = 10^6 \text{ Вт/м}^2$). В качестве материалов для исследования взяты сталь (1X18H9T, Ст. 10, Ст. 15) и сплав АМг. Для каждого материала заданы одинаковые начальные условия. Геометрические и теплофизические параметры принимаются следующие: $l = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\tau_p = 10^{-10} \text{ с}$; 1X18H9T – $a = 0,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; Ст. 10 – $a = 0,064 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; Ст. 15 – $a = 0,058 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$; АМг – $a = 5,134 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

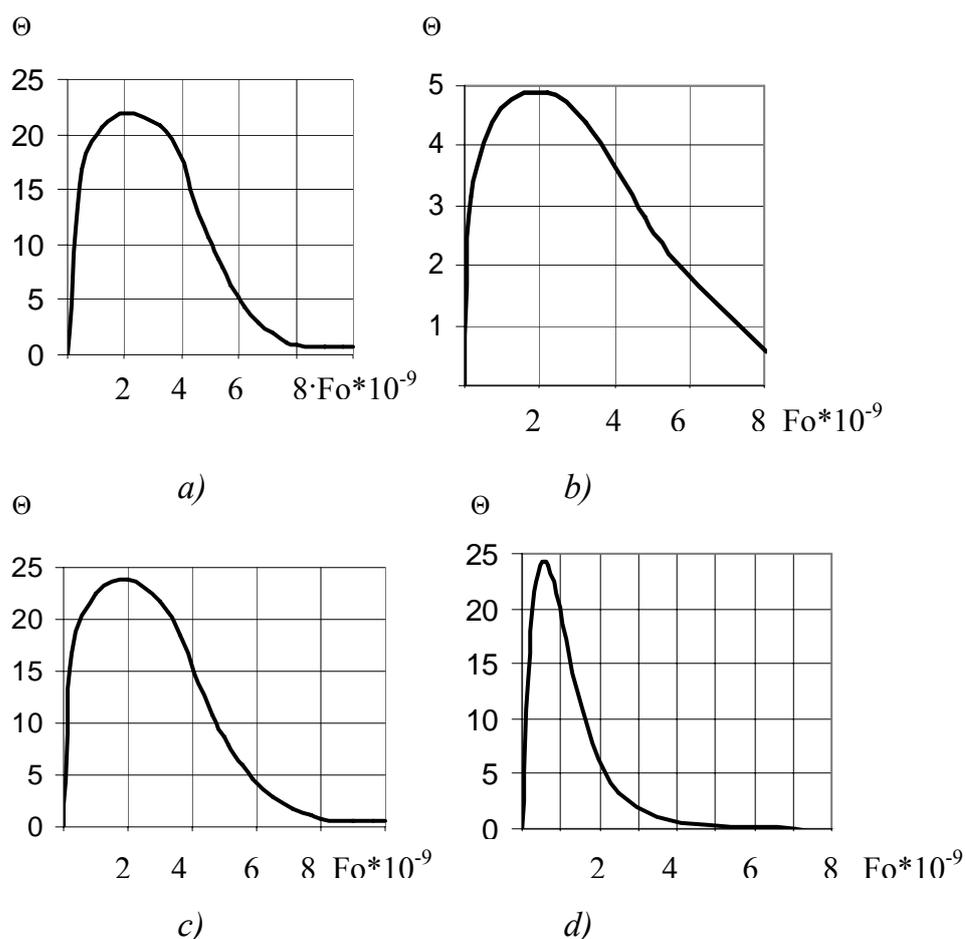


Рис. 4. Температурные поля неограниченной пластины ($x = 0,1$):
 а) Ст. 10; б) 1X18H9T; в) Ст. 15; д) АМг

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы: решения гиперболического уравнения переноса теплоты практически совпадают на больших моментах времени с решением классического параболического уравнения теплопроводности; значительные отличия обнаруживаются только в начальные моменты времени на протяжении $3 - 10 \cdot \tau_p$.

Выводы

Полученные результаты подтверждают возможность их применения при математическом моделировании импульсных теплотехнологических процессов, а также позволяют избегать необходимости проведения дорогостоящих экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Карташов Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел. – М.: Высшая школа, 2001. – 540 с.
2. Шашков А.Г., Бубнов В.Я., Яновский С.Ю. Волновые явления теплопроводности. Системно-структурный подход. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 296 с.
3. Бабей Ю.И. Физические основы импульсного упрочнения стали и чугуна. – Киев: Наукова думка, 1988. – 239 с.
4. Pakdemirli M., Sahin A.Z. Approximate symmetries of hyperbolic heat conduction equation with temperature dependent thermal properties // Mathematical and Computational Applications, 2005. – Vol. 10. No.1. – P. 139 – 145.
5. Коваленко В.С., Карулин В.В. Лучевая и плазменная обработка материалов. – К., 1971. – 35 с.
6. Веселовский В.Б. Применение структурного метода для решения задач теплопроводности составных сред при экстремальных воздействиях // Metallургическая теплотехника. – Днепропетровск: Пороги, 2006. – С. 33 – 41.
7. Веселовский В.Б. Математическое моделирование теплообмена при интенсификации процесса нагрева твердых тел // V Минский международный форум по тепло- и массообмену. – Минск: ИТМО АНБ, 2004. – Т. 1. – С. 231 – 233.
8. Малая Ю.А., Грозь М.Н., Воронецкая Е.И., Скотаренко Ю.Н. Решение гиперболических уравнений теплопроводности // Однадцатая международная научная конференция имени академика М. Кравчука.: Материалы конференции. – К.: ТОВ «Задруга», 2006. – С. 190.
9. David J. N. Wall. Invariant imbedding and hyperbolic heat waves // J. Math. Phys. 38 (3). March, 1997. – P. 1723 – 1749.

Рукопись поступила 03.05.2007 г.

Веселовский В.В. – аспирант, ДНУ

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ КОНТАКТНОГО ТЕПЛООБМЕНА СТРУКТУРНЫМ МЕТОДОМ

Получены решения задач теплопроводности по предложенным моделям контактного термического сопротивления в элементах конструкции. Решения основаны на интегральном преобразовании Лапласа.

Введение

Установлено, что при теплообмене между контактирующими деталями в зоне их соприкосновения возникает температурный скачок, обусловленный дискретным характером фактического контакта реальных поверхностей. При высоких тепловых потоках температурный скачок может составлять десятки, и даже сотни градусов. Были проведены многочисленные аналитические и экспериментальные исследования этого сложного явления, однако, несмотря на большое число опубликованных работ, пока имеются лишь отдельные попытки обобщения существующих экспериментальных данных и создания методов расчета контактного теплообмена [1 – 3].

Основной проблемой при расчете температурных полей элементов конструкций с учетом контактных термических сопротивлений (КТС) является определение его физических параметров. Характерной особенностью КТС является изменение его в широких пределах в зависимости от таких факторов, как нагрузка, сжимающая контакт, геометрические характеристики поверхности, теплофизические и механические свойства материалов контактирующих тел, свойства среды, заполняющей пространство между неровностями поверхностей. К настоящему времени выполнено значительное количество теоретических и экспериментальных работ, в которых изучалось влияние всех основных факторов на КТС.

В связи с тем, что контактный теплообмен характеризуется граничными условиями (ГУ) IV рода, их идентификация в случае не идеального контакта состоит в определении температуры контактирующих поверхностей $T_{n1} = T_{n2}$ и теплового потока q_k через зону контакта по имеющимся данным теплофизического эксперимента, например, по температурам T контактирующих тел. В случае идеального контакта задача сводится к идентификации КТС, которое может быть определено по формуле [4]:

$$R_k = \frac{T_{n1} - T_{n2}}{q_k}.$$

Обратная задача по определению ГУ IV рода может быть решена в двух постановках: неэкстремальной и экстремальной (вариационной). В первом случае, полученные в эксперименте температуры подставляются непосредственно в обращенное решение прямой задачи. Во втором случае температура входит в целевой функционал, характеризующий степень соответствия моделируемого поля данным эксперимента. В процессе решения отыскивается минимум этого функционала. В настоящее время получены теоретические и экспериментальные результаты по контактному термическому сопротивлению только для конкретных соединений и стационарных условий теплообмена. Унифицированные математические модели, методы определения контактных термических сопротивлений отсутствуют. В работе [5] предложены три математические модели контактного теплообмена в зависимости от условий тепловых воздействий. Модели построены на основе рассмотрения контактного теплообмена для двухслойной системы неограниченных пластин. Для реализации моделей требуются решения соответствующих задач нестационарной теплопроводности для составных тел. Анализ литературы [6 – 8] показал, что эффективным методом решения таких задач является операционный метод, основанный на интегральном преобразовании Лапласа.

Поэтому в данной работе структурным методом [8] получены решения задач контактного теплообмена.

Постановка задачи

Первая модель описывается системой параболических уравнений и унифицированными граничными условиями:

$$\frac{\lambda_v}{c_v} \frac{\partial^2 T_v(x_v, t)}{\partial x_v^2} = \frac{\partial T_v(x_v, t)}{\partial t} + w_v(x_v, t); (v = 1, 2). \quad (1)$$

Вторая модель описывает высокоинтенсивные, импульсные тепловые воздействия и представлена системой гиперболических уравнений. В отличие от модели 1, здесь вводится дополнительное начальное условие и время релаксации:

$$\begin{aligned} \beta_v(0) \frac{\partial T_v(x_v, t)}{\partial t} + \int_0^\infty \beta'_v(s) \frac{\partial T_v(x_v, t-s)}{\partial t} ds + c_{\zeta v} \rho_v \frac{\partial^2 T_v(x_v, t)}{\partial t^2} = \\ = \alpha_v(0) \frac{\partial^2 T_v(x_v, t)}{\partial x_v^2} + \int_0^\infty \alpha'_v(s) \frac{\partial^2 T_v(x_v, t-s)}{\partial x_v^2} ds; (v = 1, 2). \end{aligned} \quad (3)$$

Для моделей 1 – 3 введены параметры унификации α , h , M , K , позволяющие задавать внешние граничные условия 1, 2, 3 рода и их сочетания [3, 5, 8]:

$$\begin{cases} T_\nu(x_\nu, 0) = \varphi_\nu(x) \\ \left. \frac{\partial T_\nu(x_\nu, t)}{\partial t} \right|_{t=0} = \left. \frac{\partial \varphi_\nu(x)}{\partial x_\nu} \right|_{t=0} \sqrt{\frac{a_\nu}{\tau_{p,\nu}}} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \alpha_0 \lambda_1 \left. \frac{\partial T_1(x_1, t)}{\partial x_1} \right|_{x_1=0} = h_0 \alpha_0^* \left([f_0(t) - M_0 T_1(x_1, t)]_{x_1=0} + k_0 \tau_{p,1} \frac{\partial}{\partial t} [f_0(t) - M_0 T_1(x_1, t)]_{x_1=0} \right) \\ \alpha_1 \lambda_m \left. \frac{\partial T_m(x_m, t)}{\partial x_m} \right|_{x_m=R_m} = h_1 \alpha_1^* \left([f_1(t) - M_1 T_m(x_m, t)]_{x_m=R_m} + \right. \\ \left. + k_1 \tau_{p,m} \frac{\partial}{\partial t} [f_1(t) - M_1 T_m(x_m, t)]_{x_m=R_m} \right) \end{cases} \quad (5)$$

В (1) – (5) $\alpha_\nu(t)$, $\beta_\nu(t)$ – функции релаксации теплового потока и внутренней энергии. Как показывают результаты экспериментальных исследований [6], в качестве функций релаксации могут быть приняты выражения:

$$\begin{aligned} \alpha_\nu(t) &= \frac{\lambda_\nu}{\tau_{p,\nu}} \exp\left(-\frac{t}{\tau_{p,\nu}}\right), \\ \beta_\nu(t) &= \frac{c_\nu \rho_\nu}{\tau_{\varepsilon,\nu}} \exp\left(-\frac{t}{\tau_{\varepsilon,\nu}}\right), \end{aligned} \quad (6)$$

где $\tau_{p,\nu}$, $\tau_{\varepsilon,\nu}$ – время релаксации теплового потока и внутренней энергии для ν - слоя. В (1) – (5) x_ν – локальная координата ($0_\nu \leq x_\nu \leq R_\nu$); t – время ($0 \leq t \leq \infty$); $T_\nu(x_\nu, t)$ – температура, c_ν, ρ_ν – удельная теплоемкость и плотность материала ν - слоя; $W_\nu(x, t)$ – мощность внутренних источников (стоков) тепла.

Внутренние граничные условия рассмотрены в виде трех моделей: идеальный тепловой контакт; неидеальный тепловой контакт в виде контактного термического сопротивления, источников (стоков) тепла на стыке; неидеальный тепловой контакт в виде тепловой емкости:

$$\begin{cases} T_\nu(x_\nu, t)|_{x_\nu=R_\nu} = T_{\nu+1}(x_{\nu+1}, t)|_{x_{\nu+1}=0_{\nu+1}} \\ \lambda_\nu \left. \frac{\partial T_\nu(x_\nu, t)}{\partial x_\nu} \right|_{x_\nu=R_\nu} = \lambda_{\nu+1} \left. \frac{\partial T_{\nu+1}(x_{\nu+1}, t)}{\partial x_{\nu+1}} \right|_{x_{\nu+1}=0_{\nu+1}} - (\tau_{p,\nu} - \tau_{p,\nu+1}) \lambda_\nu \frac{\partial f_0}{\partial t} \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \lambda_\nu \left. \frac{\partial T_\nu(x_\nu, t)}{\partial x_\nu} \right|_{x_\nu=R_\nu} = \frac{1}{R_{\nu,\nu+1}(t)} [T_{\nu+1}(0_{\nu+1}, t) - T_\nu(R_\nu, t)] + \tau_{p,\nu} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{R_{\nu,\nu+1}(t)} [T_{\nu+1}(0_{\nu+1}, t) - T_\nu(R_\nu, t)] \right) \\ \lambda_\nu \left. \frac{\partial T_\nu(x_\nu, t)}{\partial x_\nu} \right|_{x_\nu=R_\nu} - \lambda_{\nu+1, \nu} \left. \frac{\partial T_{\nu+1}(x_{\nu+1}, t)}{\partial x_{\nu+1}} \right|_{x_{\nu+1}=R_\nu} - (\tau_{p,\nu} - \tau_{p,\nu+1}) \lambda_\nu \frac{\partial f_0}{\partial t} = w_{\nu,\nu+1}(R_\nu, t), \end{cases} \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_v(x_v, t) \Big|_{x_v=R_v} = T_{v+1}(x_{v+1}) \Big|_{x_{v+1}=o_{v+1}}, \\ \lambda_v \frac{\partial T_v(x_v, t)}{\partial x_v} \Big|_{x_v=R_v} - \lambda_{v+1} \frac{\partial T_{v+1}(x_{v+1}, t)}{\partial x_{v+1}} \Big|_{x_{v+1}=o_{v+1}} - (\tau_{p,v} - \tau_{p,v+1}) \lambda_v \frac{\partial f_0}{\partial t} = q_{v+1}(x_{v+1}, T_{v+1}, t), \end{array} \right. \quad (9)$$

где

$$q_{v+1}(x_{v+1}, T_{v+1}, t) = c_{v,v+1} \gamma_{v,v+1} \delta_{v,v+1} \frac{\partial T_{v+1}(x_{v+1}, t)}{\partial t} \Big|_{x_{v+1}=o_{v+1}}.$$

Метод решения

После перехода к обобщенным переменным решение задачи (1) – (9) структурным методом [8] имеет в поле изображений вид:

$$\bar{T}_v(x, P) = \sum_{r=1}^{2m} \bar{g}_r(P) W_{r,v}(x, \bar{F}o, P) + \bar{Z}_v^*(x, \bar{F}o, P), \quad (10)$$

где
$$W_{r,v}(x, \bar{F}o, p) = \frac{Q(x, p)}{\Psi(p)} = \frac{\sum_{n=0}^{\infty} \mu_{n,r}^v(x, \bar{F}o) p^n}{\sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n p^n},$$

$g_r(p)$ – компоненты воздействия, которые характеризуют влияние неравномерного начального распределения температуры, распределение источников (стоков) тепла по сечению, параметры контактного термического сопротивления и учитывающие релаксации теплового потока и внутренней энергии.

Функциональные комплексы $\mu_{n,r}^v(x, \bar{F}o)$, φ_n отвечают представлению мероморфных функций решения задачи в поле изображений, $\bar{z}_v^*(x, \bar{F}o, p)$ – частное решение неоднородных дифференциальных уравнений (1) – (3), записанных в поле изображений.

Как правило, окончательно решение в поле изображений для большинства задач нестационарной теплопроводности состоит из слаженных типа

$$T(\mu, \varphi, p) = \bar{g}(p) w(\mu, \varphi, p), \quad (11)$$

где функции $w(\mu, \varphi, p)$ – некоторые трансцендентные мероморфные функции, имеющие бесконечное множество простых полюсов, $\bar{g}(p)$ – изображение граничных функций [6, 8].

Если зависимость от времени граничных функций $g(\tau)$ конкретизирована, то после решения задачи в изображениях обратное преобразование производится по формуле обращения Римана-Меллина и решение записывается в виде суммы вычетов по полюсам функции $w(\mu, \varphi, p)$ и особым точкам функции $\bar{g}(p)$. В общем же случае, при решении задач нестационарной теплопроводности с нестационарными граничными условиями, используется теорема Дюамеля. Однако известно, что этот классический метод имеет следующие недостатки [6]:

1) требует решения вспомогательной задачи с постоянными граничными условиями; 2) решение получается в виде рядов, которые нуждаются в дальнейшей доработке; 3) во многих случаях не получают эффективного решения, так как оно представляет собой некоторый интеграл, окончательно решить который затруднительно. Применение структурного метода при решении задач нестационарной теплопроводности позволяет в некоторой мере избежать этих недостатков [3, 8].

Структурное решение задач расчета контактного теплообмена получено в виде совокупности простых структур решений, количество которых определяется количеством компонент воздействий [3, 5, 8]:

$$T_v(x, Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_n [\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}), \varphi_n] g_r^{(n)}(Fo, \overline{Fo}) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{g_r^n(p_k)}{\Psi^1(\varphi_n, p_k)} Q[\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}), \varphi_n] \exp(-\gamma_k^2 Fo) \right\} + Z_v^*(x, Fo, \overline{Fo}), \quad (12)$$

где

$$\Omega_n [\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}), \varphi_n] = \frac{\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo})}{\varphi_0} - \sum_{j=1}^n \Omega_{n-j} [\mu_{n-j,r}^v(x, \overline{Fo}), \varphi_{n-j}] \frac{\varphi_j}{\varphi_0}, \quad (13)$$

$$Q[\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}), p_k] = \sum_{n=0}^{\infty} \mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}) p_k^n, \quad (14)$$

$$\Psi^1(\varphi_n, p_k) = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n p_k^n, \quad p_k = \gamma_k^2 \frac{a_0}{R_0^2},$$

γ_k – корни трансцендентного уравнения $\Psi_m(\varphi_n, \gamma) = 0$,

$$Z_v^*(x, Fo, \overline{Fo}) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(1 + Fo \overline{Fo}) Fo^n}{n!} \varphi_v^{2n}(x) + \beta_v^* \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\beta_v^n}{n!} \times \int_0^{Fo} (Fo - \theta)^n \frac{\partial^{2n}}{\partial x^{2n}} W_v(x, \theta) \partial \theta. \quad (15)$$

При $r = 1$: $g_1(Fo, \overline{Fo}) = -h_0 Bi_0 f_0(Fo) + h_0 Bi_0 M_0 \overline{V}_{0,1}(Fo, \overline{Fo}) + \alpha_0 V_{0,1}^*(Fo, \overline{Fo})$ – компонента воздействия, сформированная за счет граничных условий (5), (6) и функций $V_{v,v-1}, V_{v,v-1}^*$, вычисленных на внешней границе системы ($v = 1$). Анализ показывает, что $V_{0,1}(Fo, \overline{Fo}), V_{0,1}^*(Fo, \overline{Fo})$ не зависят от вида неидеального теплового контакта, а определяются только функцией $Z_v^*(x, \overline{Fo}, Fo)$ и ее производной по x , вычисленных при $x = 0$.

При $r = 2$: $g_2(Fo, \overline{Fo}) = h_1 Bi_1 f_1(Fo) - h_1 Bi_1 M_1 V_{m,m+1}(Fo, \overline{Fo}) - \alpha_1 V_{m,m+1}^*(Fo, \overline{Fo})$ – компонента воздействия, сформированная за счет граничных условий (5), (6), вычисленных на внешней границе системы ($v = m$). Анализ показывает, что $V_{m,m+1}(Fo, \overline{Fo}), V_{m,m+1}^*(Fo, \overline{Fo})$ не зависят от вида неидеального теплового контакта, а определяются только функцией $Z_v^*(x, \overline{Fo}, Fo)$ и ее производной по x , вычисленных при $x = 1$.

При $r = 3, 4, 5, \dots, m + 1$: $g_r(Fo, \overline{Fo}) = V_{i,i+1}(Fo, \overline{Fo})$, ($i = 1, 2, 3, \dots, m - 1$) – компоненты воздействия, сформированные за счет неидеального теплового контакта на стыках слоев, имеющие в поле изображения вид:

$$\begin{aligned} \overline{V}_{v-1,v}(p, \overline{Fo}) &= \overline{Z}_{v-1}^*(1, p, \overline{Fo}) - \overline{Z}_v^*(1, p, \overline{Fo}) + \frac{1}{R_{v-1,v}} \overline{Z}_{v-1}^*(1, p, \overline{Fo}), \\ \overline{V}_{v-1,v}^*(p, \overline{Fo}) &= \mu_{v,v-1} \{ \overline{Z}_{v-1}^*(1, p, \overline{Fo}) - \mu_{v,v-1} \overline{Z}_v^*(1, p, \overline{Fo}) - w_{v-1,v}^*(1, p) - \\ &- A_{v-1,v} [p \overline{Z}_{v-1}^*(1, p, \overline{Fo}) - \varphi_v(0)] \} \end{aligned}$$

Для расчета температурного поля m – слойного тела с условиями (1) – (9) необходимо, используя рекуррентные соотношения, вычислить функциональные комплексы $\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo})$, φ_n , p_k :

$$\begin{aligned} \mu_{n,r}^v(x, Fo) &= [\mu_{n,r}^v(x)]_{\text{параб}} + [\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}_v)]_{\text{линей}} + [\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}_v)]_{\text{инт.-диф.}}, \\ \varphi_n &= [\varphi_n]_{\text{параб}} + [\varphi_n(\overline{Fo}_v)]_{\text{линей}} + [\varphi_n(\overline{Fo}_v)]_{\text{инт.-диф.}}. \end{aligned}$$

Проведенные исследования асимптотических свойств решений (12) показали, что для последовательностей $[\mu_{n,r}^v]_{\text{линей}}$, $[\varphi_n]_{\text{линей}}$, $[\mu_{n,r}^v]_{\text{инт.-диф.}}$, $[\varphi_n]_{\text{инт.-диф.}}$ достаточно ограничиться двумя членами, содержащими время релаксации теплового потока и внутренней энергии, в отличие от последовательностей $[\mu_{n,r}^v]_{\text{параб}}$, $[\varphi_n]_{\text{параб}}$ – количество членов которых определяется порядком производных от компонент воздействий в решении (12).

Вычисление составных комплексов $\Omega_n[\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo})]$, $Q[\mu_{n,r}^v(x, \overline{Fo}, p_k)]$, $\Psi(\varphi_n, p_k)$ осуществляется по рекуррентным формулам (13), (14).

Определение компонент воздействия и вычисление, соответствующих им, простейших структур решения (12) выполняются по соотношениям (11) – (15). Решение (12) позволяет определить температурное поле многослойной системы пластин с неидеальным тепловым контактом в различной физической реализации, источниками тепла, неравномерным начальным распределением температур. Переход от моделей 1, 2, 3 осуществляется дополнительным включением в решение составляющих с множителями τ_p, τ_s .

Для определения параметров контактного термического сопротивления в различной физической реализации применены методы аналитического продолжения (экстраполяции решения) [9, 10] и экстремальные методы, основанные на минимизации функционала, построенного как разность между расчетной и экспериментальной температурами [9]. Для учета задания погрешностей исходных данных (экспериментальная температура, теплофизические и геометрические параметры) применен метод статистического моделирования (метод Монте-Карло) [11].

На примере двухслойной системы пластин с теплоизолированной внутренней поверхностью и нестационарной температурой (граничные условия I рода) на внешней поверхности восстановлены параметры термически тонкого слоя. Исследована возможность управления тепловым режимом пластин параметрами термически тонкого слоя. Предполагалось, что датчики температуры расположены в сечениях первой и второй пластин. Для восстановления контактного термического сопротивления использован метод экстраполяции. Экстремальным методом определены контактные термические сопротивления различных типов соединений: посадка с натягом; резьбовое соединение для материалов сталь-сталь, сталь-графит. Установлены зависимости контактных термических сопротивлений от температуры. С применением метода Монте-Карло определено влияние погрешностей задания исходных данных (экспериментальная температура, теплофизические и геометрические параметры) на результаты восстановления контактного термического сопротивления [11].

Численный пример

Сравнение температурных полей для составных тел, полученных структурным и численным методами, приведено в [8]. Тестовые примеры для гиперболического уравнения теплопроводности выполнены для неограниченной пластины. Численные результаты решения, полученные с использованием функций Грина, согласуются со структурным решением.

Таблица 1

Предельные значения контактного термического сопротивления

Граничная температура, °С	500	1000	1500
Модель 2	0,86	12,41	12,57
Модель 3	8,28	8,66	10,80

В качестве примера рассмотрена задача о нагреве составной конструкции в виде системы двух неограниченных пластин (Ст.15 – изолятор Al_2O_3). На внешней границе (изолятор) заданы граничные условия первого рода, внутренняя граница теплоизолирована. На стыке слоев заданы условия идеального теплового контакта (7). Геометрические и теплофизические параметры принимаются следующие: $R_1 = R_2 = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $a_1 = 0,028 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$, $a_2 = 0,0692 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Математические модели задачи описываются системами параболических, гиперболических и интегро-дифференциальных уравнений.

Таблица 2

Предельные значения контактного термического сопротивления

Граничная температура, °С	500	1000	1500
Модель 2	4,28	9,90	12,52
Модель 3	4,42	13,52	24,69

Результаты параметрических исследований контактного термического сопротивления приведены в таблицах 1, 2. В табл. 1 приведены предельные значения контактного термического сопротивления при $\tau_{p,1} = 10^{-9} \text{ с}$, $\tau_{p,2} = 10^{-10} \text{ с}$, $\tau_{s,1} = 10^{-10} \text{ с}$, $\tau_{s,2} = 10^{-12} \text{ с}$. В табл. 2 – $\tau_{p,1} = 10^{-8} \text{ с}$, $\tau_{p,2} = 10^{-10} \text{ с}$, $\tau_{s,1} = 10^{-9} \text{ с}$, $\tau_{s,2} = 10^{-12} \text{ с}$. В работе [5], показано, что время наступления предельных значений соответствует разности времен релаксаций материалов слоев.

Выводы

Разработаны математические модели и получены структурные решения задач контактного теплообмена, учитывающие условия внешнего теплообмена: высокотемпературные тепловые воздействия, импульсные тепловые воздействия, длительность импульсов, условия внутреннего теплообмена в виде неидеального теплового контакта в различной физической реализации. Приведены краткий обзор разработанных автором методов определения контактных термических сопротивлений.

Список литературы

1. Шлыков Ю.П., Ганин В.А., Царевский С.Н. Контактное термическое сопротивление. – М.: Энергия, 1977. – 323 с.
2. Карножицкий В.Н. Контактный теплообмен в процессах литья. – К.: Наук. думка., 1978. – 300 с.
3. Веселовский В.Б. Контактное термическое сопротивление в многослойных элементах конструкций // Гидрогазодинамика и процессы теплообмена. – К.: Наук. думка, 1986. – С. 120 – 125.
4. Мацевитый Ю.М. Обратные задачи теплопроводности: В 2-х т. – К.: Наук. думка, 2003. – 1. – 460 с.; 2. – 392 с.
5. Веселовский В.В. Математические модели и определение контактного термического сопротивления в элементах конструкции // Диференціальні рівняння та їх застосування. – Дніпропетровськ, Дніпропетровський національний університет, 2006. – С. 88 – 95.
6. Карташов Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел. – М.: Высшая школа, 2001. – 550 с.

7. Кудинов В.А., Карташов Э.М., Калашников В.В. Аналитические решения задач тепломассопереноса и термоупругости для многослойных конструкций. – М.: Высш. шк., 2005. – 430 с.

8. Веселовский В.Б. Структурный метод решения задач теплопроводности для составных сред при экстремальных воздействиях // Диференціальні рівняння та їх застосування. – Дніпропетровськ, Дніпропетровський національний університет, 2006. – С. 55 – 67.

9. Сясев В.А., Веселовский В.В. Определение контактных термических сопротивлений в элементах конструкций // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. трудов НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – Т. 10. – С. 257 – 265.

10. Сясев В.А., Веселовский В.В. Определение граничных условий контактного теплообмена // Диференціальні рівняння та їх застосування. – Дніпропетровськ, Дніпропетровський національний університет, 2005. – С. 99 – 107.

11. Беяева В.В., Берлов А.В., Веселовский В.В. Определение параметров теплозащитных конструкций // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. трудов НМетАУ. В 2-х книгах. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – Книга первая. – С. 15 – 24.

Рукопись поступила 03.05.2007 г.

Воробьева Л.А. – аспирант, НМетАУ

Затопляев Г.М. – ст. препод, НМетАУ

Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Сибирь А.В. – ассистент, НМетАУ

Затопляев П.Г. – студент, НМетАУ

Шляховой П.В. – студент, НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ ТРУБЧАТОМ РЕГЕНЕРАТОРЕ

Экспериментально исследован теплообмен в малогабаритном металлическом трубчатом регенераторе. Выполнены измерения температуры теплоносителей и материала насадки по ее высоте в процессе нагрева и охлаждения. Выполнена оценка эффективности работы данной насадки.

Введение

Эффективным способом повышения теплового КПД печей и экономии топлива является применение регенераторов в промышленных печах для утилизации тепла уходящих продуктов сгорания. Актуальным научным направлением является разработка новых и усовершенствование существующих видов насадок малогабаритных регенераторов.

Устранение таких недостатков, как высокая стоимость, большое гидравлическое сопротивление шариковой насадки из корундового материала, а также малой механической прочности сотовой насадки из кордиерита с диаметром каналов $2 \div 3$ мм и невозможности работы последней в запыленной среде, послужило отправной точкой к разработке нового вида теплообменной насадки регенератора из жаропрочных металлических трубок малого диаметра [1].

Постановка задачи

Задачей настоящей работы является исследование параметров теплообмена в насадке из жаропрочных металлических трубок малого диаметра и определение ее гидравлического сопротивления в процессе нагрева и охлаждения. Исследования проводились в рамках государственной научно-исследовательской работы кафедры теплотехники

и экологии металлургических печей Национальной металлургической академии Украины.

Методика проведения эксперимента

Для проведения испытания была разработана и построена экспериментальная установка для исследования эффективности работы различных насадок компактных регенераторов. Общий вид установки показан на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид установки

Принципиальная схема установки показана на рис. 2. Экспериментальная установка, состоит из теплоизолированной камеры 1, горелки 2, электроискрового запальника 3, насадки из металлических трубок 4, опорной решетки 5, воздуходувки 6, дымососа 7, запорной и регулирующей арматуры 8 – 14 и измерительного комплекса, выпол-

ненного на базе восьмиканального аналого-цифрового преобразователя I-7018, передающего данные в цифровом формате в последовательный порт ПЭВМ по протоколу RS-485 с минимальным интервалом времени 1 с.

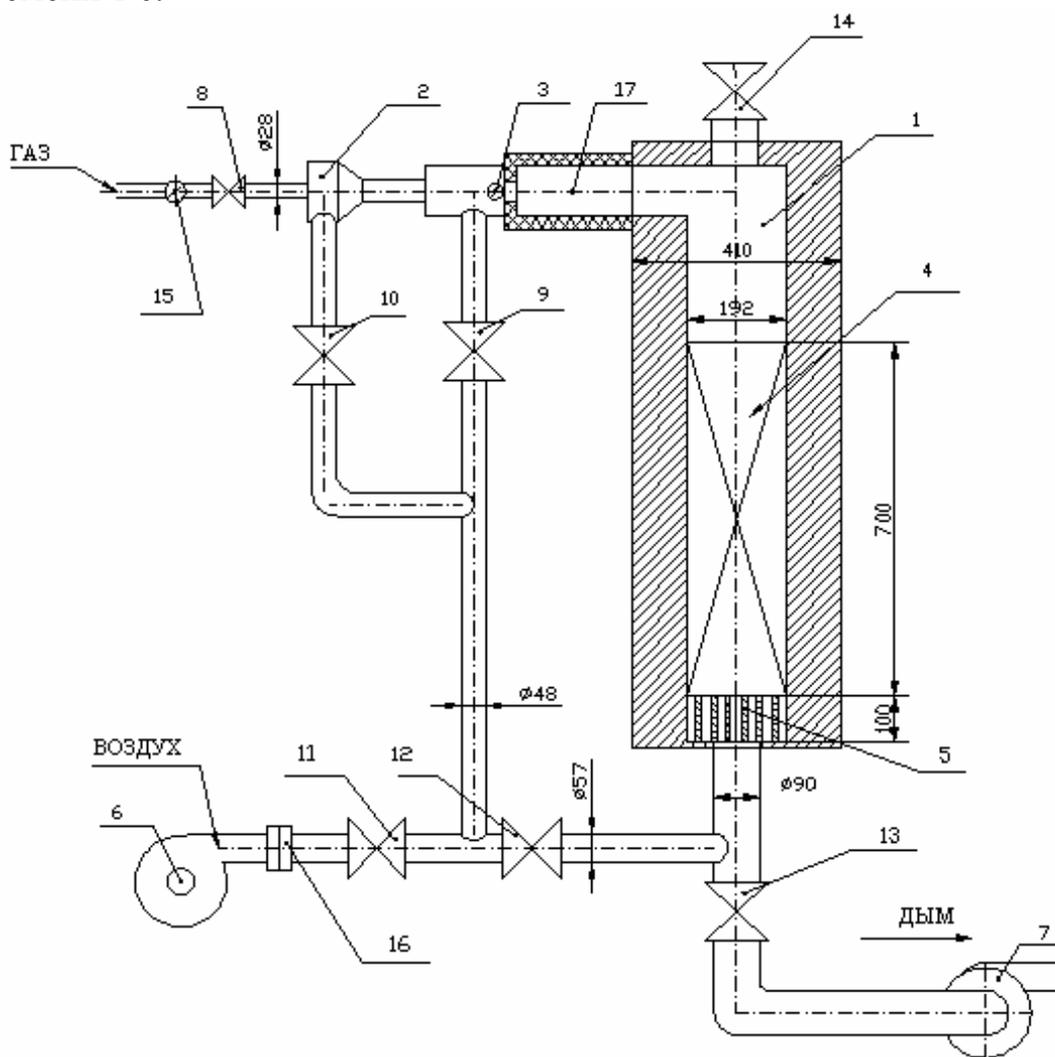


Рис. 2. Принципиальная схема установки

Рабочая камера внутренним размером $0,192 \times 0,192 \times 1,09$ м футерована легковесным огнеупорным кирпичом. Внизу камеры расположена опорная решетка высотой 100 мм на которую устанавливается пучок теплообменных труб (рис. 3). Опорная решетка и теплообменные трубы выполнены из нержавеющей стали X18H10T.

В камере расположено 143 трубки, наружным диаметром –16 мм с толщиной стенки 2,5 мм и высотой 0,7 м.

Стенд отапливается природным газом с помощью двухпроводной горелки тепловой мощностью 100 кВт, снабженной дополнительной камерой 17 для разбавления продуктов сгорания холодным воздухом. Расход газа измерялся газовым счетчиком 15 (Gallus 2000 G4) и соста-

вил $7,83 \text{ м}^3/\text{ч}$. Расход воздуха измерялся стандартным сужающим устройством 16 и составил $180 \text{ м}^3/\text{ч}$ [2].



Рис. 3. Насадка из металлических трубок (вид сверху)

Режим движения теплоносителей в насадке уточнялся по числу Рейнольдса [4]:

$$Re = \frac{W_0 \cdot (t + 273) \cdot d_{\text{экв}}}{\varepsilon \cdot \nu(t)},$$

где W_0 – скорость теплоносителя на свободное сечение камеры при нормальных условиях, м/с; ε – порозность насадки; t – температура теплоносителя, °С; $d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр каналов насадки, м; $\nu(t)$ – кинематическая вязкость теплоносителя, $\text{м}^2/\text{с}$.

Значения скоростей теплоносителей в опыте составили: $W_{0\text{дыма}} = 1,415 \text{ м/с}$; $W_{0\text{возд}} = 1,356 \text{ м/с}$. Порозность насадки – 0,586. Эквивалентный диаметр каналов насадки – 11 мм. Изменение числа Рейнольдса по высоте насадки для дымовых газов лежит в диапазоне $758 \div 1030$, для воздуха – $557 \div 932$. Следовательно, режим движения теплоносителей ламинарный.

Температуры теплоносителей и материала насадки измерялись термоэлектрическими термометрами типа ХА с диаметром электродов 0,5 мм, установленными в трех уровнях по высоте насадки: 0,05 м от низа насадки, по середине высоты насадки и 0,05 м от верха насадки.

Гидравлическое сопротивление насадки измерялось с помощью U – образного манометра путем измерения давлений в двух точках рабочей камеры: 50 мм от низа насадки и 50 мм над насадкой.

Футеровка рабочей камеры стенда совместно с насадкой разогревалась до установившегося состояния за 3 часа. Длительность периодов нагрева (клапаны: 8, 9, 10, 11, 13 – открыты, 12, 14 – закрыты) и охлаждения насадки (клапаны: 11, 12, 14 – открыты, 8, 9, 10, 13 – закрыты) составляла 60 с в каждый из периодов.

В начале каждого периода нагрева сначала включалось электроискровое устройство, после чего подавался газ на горелку.

Анализ полученных результатов

В ходе выполнения эксперимента была получена следующая температурная диаграмма нагрева и охлаждения трубной насадки регенератора (рис. 4) в установившемся состоянии.

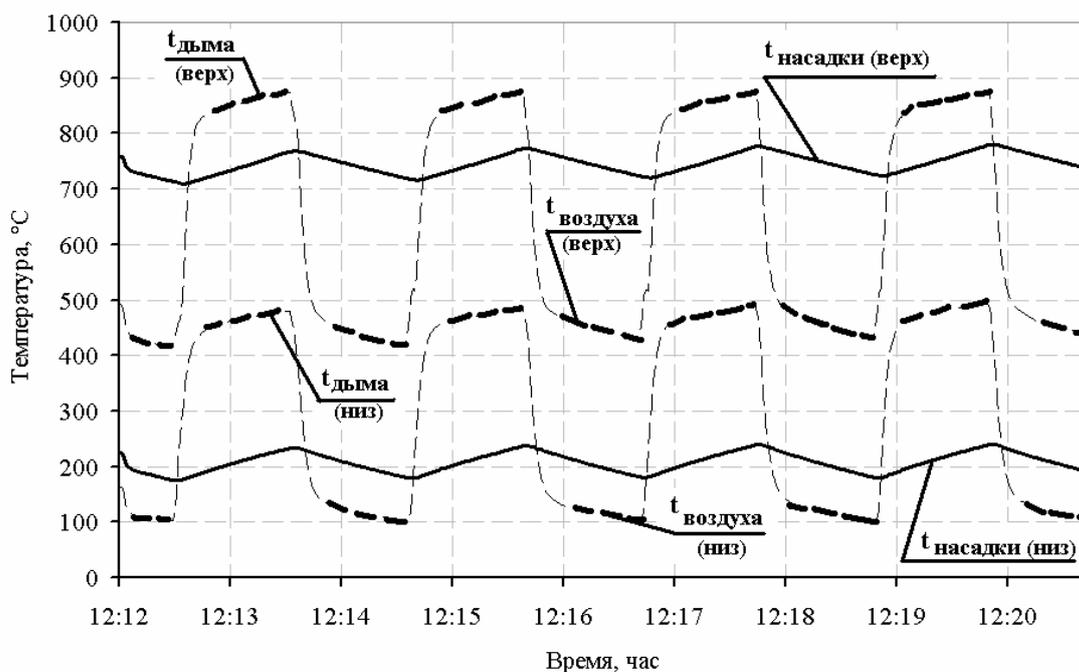


Рис. 4. Температурная диаграмма процесса нагрева и охлаждения трубной насадки в установившемся состоянии

На рис. 4 показано, изменение температуры трубной насадки и температуры теплоносителей вверху и внизу насадки в процессе нагрева и охлаждения, с продолжительностью цикла (период нагрева и охлаждения) 2 минуты. Наглядно видно, что температура материала вверху насадки располагается ближе к температуре дыма, а внизу насадки температура материала ближе к температуре воздуха.

На рис. 5 приведена диаграмма изменения температуры воздуха, дыма и материала насадки по ее высоте. В конце периода разогрева насадки температура дыма на высоте 0,65 м от низа насадки составляет 874 °С. Дым, отдавая тепло насадке, охлаждается до температуры 480 °С на уровне 0,05 м от нижнего конца труб. Гидравлическое сопротивление составило ~ 80 Па.

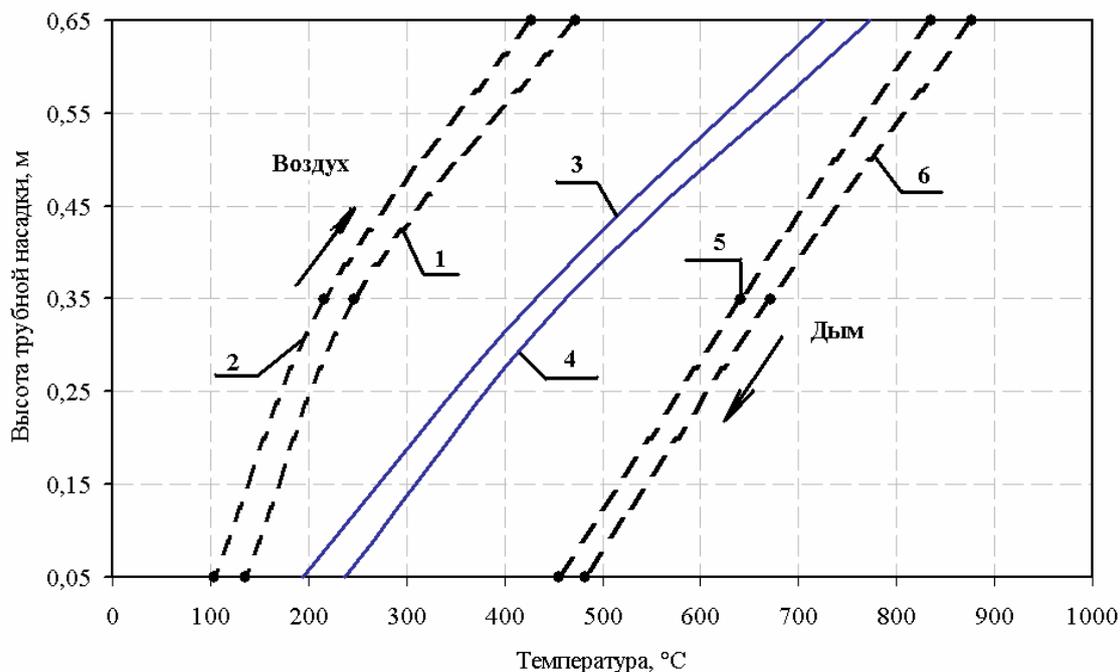


Рис. 5. Изменение температур воздуха, дыма и материала насадки по ее высоте

- 1, 2 – температура воздуха в начале и в конце воздушного периода;
- 3, 4 – температура насадки в начале и в конце дымового периода;
- 5, 6 – температура дыма в начале и в конце дымового периода

После перекидки клапанов в регенеративную камеру поступает воздух с начальной температурой 40 °С. На уровне 0,05 м от низа насадки воздух прогревается до температуры 100 ÷ 140 °С. Охлаждая материал насадки, воздух нагревается до 475 °С в начале периода и до 427 °С в конце периода на высоте 0,65 м. Аналогично периоду нагрева величина гидравлического сопротивления не превышает 80 Па.

Выводы

1. Температура материала верха насадки ниже температуры дыма примерно на 100 °С. Исходя из этого, насадку, данного типа из жаропрочной стали можно использовать в термических печах при температурах дыма до 1100 °С.

2. Насадка из металлических трубок малого диаметра обладает малым гидравлическим сопротивлением, которое составило ~ 80 Па при высоте насадки 700 мм и скорости теплоносителей $W_{0\text{дыма}} = 1,415$ м/с; $W_{0\text{возд}} = 1,356$ м/с.

3. Полученные результаты послужат основой для моделирования и расчета рациональных параметров промышленного регенератора: длины трубной насадки, скорости теплоносителей диаметра и толщины стенки трубок.

Список литературы

1. Патент на корисну модель № 20797, МПК(2007) F28D 19/00, F28F 1/00. Насадка регенеративного теплообмінника; Губинський В.Й., Затопляєв Г.М., Воробйова Л.О. Номер заявки: u 2006 08704; Заявл. 03. 08. 2006. Опубл. 15.02.2007. Бюл. № 2.

2. Руководящий нормативный документ: Правила измерения расходов газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами РД-50-213-80 // Редактор Н.А. Еськова. – М., 1982. –318 с.

3. Расчеты нагревательных печей // Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф. и др. – К.: Техніка, 1969. – 538 с.

4. Термодинамика и тепломассоперенос // А.С. Телегин, В.С. Швыдкий, Ю.Г. Ярошенко. – М.: Металлургия, 1980. – 263 с.

Рукопись поступила 30.04.2007 г.

Гинкул С.И. – канд. техн. наук, проф. ДонНТУ
Казанцев Е.И. – д-р техн. наук, проф. ДонНТУ
Лебедев А.Н. – канд. техн. наук, доц. ДонНТУ
Прокофьева Н.В. – магистр, ДонНТУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРЕВА СЛИТКА В РЕГЕНЕРАТИВНЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ КОЛОДЦАХ

С применением математического моделирования рассматривается нагрев слитков в регенеративных нагревательных колодцах. Переменная подача топлива через регенераторы приводит к несимметричному нагреву слитков. Уменьшение времени между перекидками клапанов с одинаковым темпом роста температуры печи на каждом интервале позволяет интенсифицировать процесс нагрева слитков и уменьшить колебание температур.

Введение

Печное хозяйство заводов черной металлургии Украины потребляет большое количество топлива. До настоящего времени основным источником топлива являлся природный газ. Однако дефицит природного газа и резко возросшая стоимость за 1000 м³ заставляет потребителей резко сократить использование природного газа и найти другие источники тепла.

В связи с этим возросла роль регенеративных нагревательных колодцев, которые благодаря подогреву воздуха и газа до высокой температуры, могут работать на низкокалорийном топливе – как на доменном газе, так и на коксодоменной смеси.

В связи с возникшей проблемой экономии топлива необходимо решение оптимизационных задач по различным критериям оптимальности [1]. Одним из таких критериев является оптимизация по минимуму расхода топлива.

Работа регенеративных нагревательных колодцев связана с циклической подачей топлива. Такая подача топлива приводит к тому, что слитки, стоящие у пламенного окна, греются неравномерно.

Постановка задачи

Изменение температурного состояния слитка во времени можно определить, решая дифференциальное уравнение теплопроводности

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right) + L_{кр} \rho \frac{\partial \psi}{\partial \tau},$$

где λ – коэффициент теплопроводности металла, Вт/(м·К); c – теплоемкость металла, Дж/(кг·К); ρ – плотность металла, кг/м³; $L_{кр}$ – скрытая теплота кристаллизации, Дж/кг; ψ – относительное количество твердой фазы в пределах двухфазной зоны.

Введя замену

$$\frac{\partial \psi}{\partial \tau} = \frac{\partial \psi}{\partial t} \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau},$$

окончательно получим

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right). \quad (1)$$

Коэффициенты теплопроводности, теплоемкость и плотность металла вычисляются по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} \lambda &= \lambda_{mв}(t) \cdot \psi + \lambda_{жс}(1 - \psi); \\ c &= c_{mв}(t) \cdot \psi + c_{жс}(1 - \psi) - L_{кр} \frac{\partial \psi}{\partial t}; \\ \rho &= \rho_{mв}(t) \cdot \psi + \rho_{жс}(1 - \psi), \end{aligned} \quad (2)$$

где $\lambda_{mв}(t)$, $c_{mв}(t)$, $\rho_{mв}(t)$ – коэффициент теплопроводности, теплоемкость и плотность твердого металла в зависимости от температуры; $\lambda_{жс}$, $c_{жс}$, $\rho_{жс}$ – коэффициент теплопроводности, теплоемкость и плотность жидкого металла.

За начальные условия при нагреве принимается температура металла в момент посадки его в ячейку колодца. Если производится нагрев слитков холодного посада, то начальная температура будет постоянной по всему объему, т.е. при $\tau = 0$ $t(x, y, z) = t_H$. При нагреве слитков горячего посада температура по объему определяется условиями охлаждения в процессе транспортировки слитков из сталеплавильного цеха в отделение нагревательных колодцев, т.е. при $\tau = 0$ $t(x, y, z) = f(x, y, z)$ [2].

Граничные условия по боковым граням и верхнему основанию запишутся в следующем виде:

$$\begin{aligned} -\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=0} &= \alpha_1(z, \tau) [t_{неч1}(z, \tau) - t_{n1}(z, \tau)] + C_{np1} \left[\left(\frac{T_{неч1}(z, \tau)}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{n1}(z, \tau)}{100} \right)^4 \right] \Big|_{x=0}; \\ \lambda \frac{\partial t}{\partial x} \Big|_{x=l_x} &= \alpha_3(z, \tau) [t_{неч3}(z, \tau) - t_{n3}(z, \tau)] + C_{np3} \left[\left(\frac{T_{неч3}(z, \tau)}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{n3}(z, \tau)}{100} \right)^4 \right] \Big|_{x=l_x}; \\ -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0} &= \alpha_2(z, \tau) [t_{неч2}(z, \tau) - t_{n2}(z, \tau)] + C_{np2} \left[\left(\frac{T_{неч2}(z, \tau)}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{n2}(z, \tau)}{100} \right)^4 \right] \Big|_{y=0}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=l_y} &= \alpha_4(z, \tau) [t_{nec4}(z, \tau) - t_{n4}(z, \tau)] + C_{np4} \left[\left(\frac{T_{nec4}(z, \tau)}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{n4}(z, \tau)}{100} \right)^4 \right] \Big|_{y=l_y} ; \\ -\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \Big|_{z=0} &= \alpha_5(\tau) [t_{nec5}(\tau) - t_{n5}(\tau)] + C_{np5} \left[\left(\frac{T_{nec5}(\tau)}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{n5}(\tau)}{100} \right)^4 \right] \Big|_{z=0} ; \\ \lambda \frac{\partial t}{\partial z} \Big|_{z=l_z} &= \alpha_6(\tau) [t_{nec6}(\tau) - t_{n6}(\tau)] + C_{np6} \left[\left(\frac{T_{nec6}(\tau)}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{n6}(\tau)}{100} \right)^4 \right] \Big|_{z=l_z} , \end{aligned}$$

где $t_{nec1}(z, t)$, $t_{nec3}(z, t)$, $t_{nec2}(z, t)$, $t_{nec4}(z, t)$, $T_{nec1}(z, t)$, $T_{nec3}(z, t)$, $T_{nec2}(z, t)$, $T_{nec4}(z, t)$ – температура печи по высоте слитка и меняющаяся во времени на ближней и дальней гранях, на грани слева и на грани справа °С, К; $t_{nec5}(\tau)$, $t_{nec6}(\tau)$, $T_{nec5}(\tau)$, $T_{nec6}(\tau)$ – температура на нижнем и верхнем основаниях, зависящая от времени °С, К; $\alpha_1(z, \tau)$, $\alpha_3(z, \tau)$, $\alpha_2(z, \tau)$, $\alpha_4(z, \tau)$ – коэффициент теплоотдачи на соответствующих гранях, зависящий от высоты и времени, Вт/(м²·К); $\alpha_5(\tau)$, $\alpha_6(\tau)$ – коэффициент теплоотдачи на нижнем и верхнем основаниях, зависящий от времени, Вт/(м²·К); C_{np} – приведенные коэффициенты излучения на боковых гранях и основаниях, Вт/(м²·К⁴).

Анализ полученных результатов

Расположение слитков в регенеративном нагревательном колодце приведено на рисунке 1.

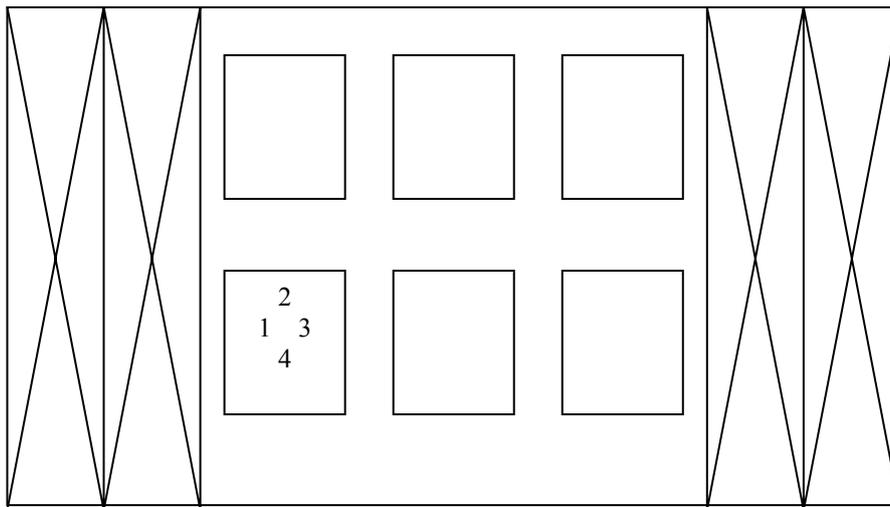


Рис. 1. Схема расположения слитков в регенеративном нагревательном колодце

Рассматривается нагрев слитка холодного посада с начальной температурой $t_n = 0$ °С с размерами $0,715 \times 0,65 \times 2,33$ м. При расчете принято, что верхнее и нижнее основания слитка имеют одинаковые размеры.

Ближняя грань (1) слитка взаимодействует с продуктами сгорания, выходящими из пламенного окна; дальняя грань (3) находится в зоне слабой циркуляции, грани (2 и 4) одинаково омываются продуктами сгорания, поэтому температура среды на этих гранях изменяется равномерно.

На рисунке 2 приведено изменение температуры продуктов сгорания у грани (1) с учетом перекидки клапана [3]. Большее значение температуры соответствует случаю, когда продукты сгорания выходят из пламенного окна и попадают на грань (1). Меньшее значение температуры среды отвечает случаю, когда продукты сгорания уходят в регенератор, т.е. это последний слиток в ряду, который омывается продуктами сгорания.

Приведенные на рисунке 2 кривые соответствуют двум случаям нагрева с различным временем перекидки клапанов. Первый случай (—), перекидка клапанов происходит через $\Delta\tau = 780$ с, во втором случае (---) перекидка клапанов происходит через $\Delta\tau = 600$ с. И в одном, и в другом случае изменение температуры среды через одинаковое число перекидки клапанов одинаково. Это приводит к тому, что температура среды при $\Delta\tau = 600$ с растет во времени быстрее, чем при перекидке $\Delta\tau = 780$ с. Чем меньше время между перекидками, тем быстрее растет температура.

Как видно из рисунка 2, колебание температуры поверхности в начальный момент времени не существенно, она практически не понижается, а остается постоянной. Но начиная со времени, примерно, $\tau = 4500$ с температура поверхности при встрече продуктов сгорания растет быстрее, а при уходе продуктов сгорания из ячейки сильно снижается. При меньшем времени между перекидками клапанов колебание температуры поверхности меньшее, чем при большем времени между перекидками. Это связано с тем, что длительность взаимодействия максимального и минимального значений температуры среды с поверхностью тела меньше и температура поверхности будет повышаться или понижаться на меньшую величину.

Количество перекидок увеличится при меньшем времени между перекидками клапанов. При той же скорости роста температура среды за определенное время вырастет до большего значения, и слиток прогреется до более высокой температуры. Так, за время нагрева $\tau = 7800$ с (рисунок 3) при $\Delta\tau = 600$ с (---) температура на поверхности достигла значения $t_n = 707$ °С, а в середине $t_y = 316$ °С. При времени перекидки $\Delta\tau = 780$ с (—) температура на поверхности $t_n = 470$ °С, а в середине $t_y = 305$ °С.

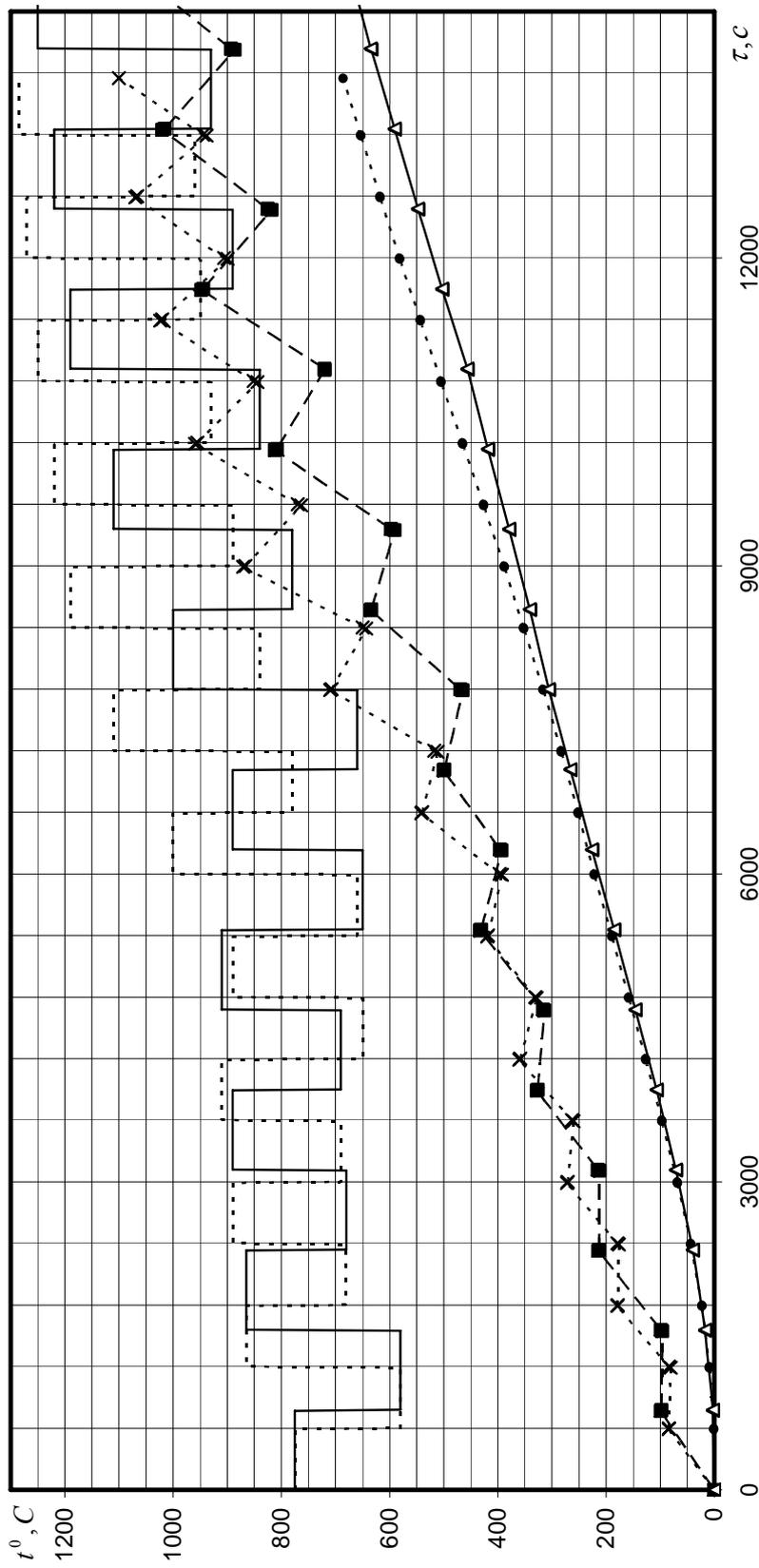


Рис. 2. Динамика нагрева слитка при различном времени перекидки клапанов:

температура печи (.....), поверхность (..... \times), центра слитка (..... \bullet)

при перекидке клапанов через $\Delta\tau = 600$ с;

температура печи (———), поверхность (——— \blacksquare ———), центра слитка (——— \blacktriangle ———)

при перекидке клапанов через $\Delta\tau = 780$ с.

При одном и том же числе перекидок клапанов слиток с меньшим временем между перекидкой клапанов будет греться меньше, чем слиток с большим временем между перекидками.

На рисунке 3 приведены результаты моделирования нагрева слитка при одинаковом числе перекидки клапанов. Так, при $\Delta\tau = 600$ с время нагрева составило $\tau = 4200$ с, температурная кривая ($- \times -$) расположена ниже, чем при $\Delta\tau = 780$ с ($- \cdot - \cdot -$) и общем времени нагрева $\tau = 5450$ с. В первом случае температура поверхности равняется $t_n = 360$ °С, температура середины $t_y = 126$ °С, а во втором случае $t_n = 433$ °С, $t_y = 185$ °С.

Если сравнивать нагрев слитков по числу перекидок клапанов, то при большем времени между перекидками слитки греются дольше и температура по сечению будет выше, чем у слитков при меньшем времени между перекидками клапанов.

На рисунке 3 приведены две кривые распределения температуры по сечению тела с разницей во времени. В течение времени от $\tau = 9600$ с до $\tau = 10200$ с продукты сгорания соприкасаются с передней гранью 1 (рисунок 2) непосредственно при выходе из пламенного окна. Противоположная грань 3 затенена слитком и температура среды там меньше. Распределение температуры по сечению слитка представлено кривой ($-\Delta-\Delta-$) (рисунок 3). В точке 1 температура равняется $t_1 = 955$ °С, а в точке 10 равняется $t_{10} = 783$ °С. В момент времени $\tau = 10200$ с продукты сгорания поменяли направление движения на обратное и в течение времени от $\tau = 10200$ с до $\tau = 10800$ с грань 3 греется интенсивней, чем грань 1. Распределение температур представлено кривой ($-\bullet-\bullet-$) (рисунок 3). Температура на грани 1 понизилась и стала равной $t_1 = 850$ °С, а на грани 3 повысилась и равняется $t_{10} = 907$ °С. Во всех остальных точках по сечению температура повысилась: в точке 2 была равной $t_2 = 709$ °С стала равной $t_2 = 735$ °С, в точке 9 равнялась $t_9 = 655$ °С и повысилась до температуры $t_9 = 714$ °С.

Выводы

Выполнено моделирование нагрева слитков в регенеративных нагревательных колодцах с учетом неравномерности температурного поля в ячейке, вызванного циклической подачей топлива, то в одном, то в другом направлении.

Приведена динамика нагрева слитков при различной длительности между перекидкой клапанов. Изменение температуры среды при меньшей длительности цикла с такой же интенсивностью, как и при большей длительности цикла, позволяет интенсифицировать процесс нагрева не только на поверхности слитка, но и увеличить скорость подъема температуры его центра.

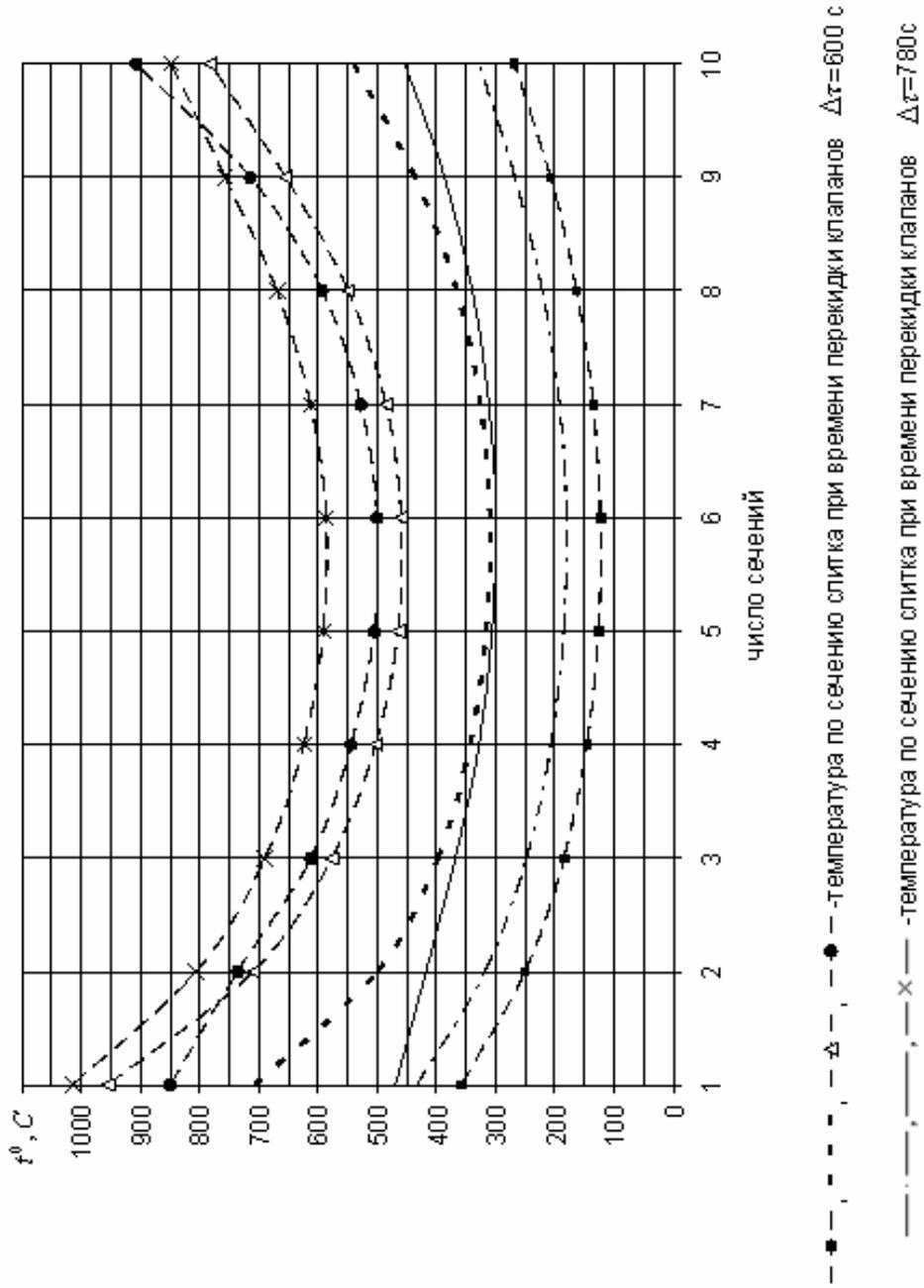


Рис. 3. Изменение температуры по сечению тела для различных моментов времени

При одинаковом количестве перекидок клапанов большее время нагрева соответствует большему времени между перекидками клапанов.

Список литературы

1. *Металлургия: Научные труды ДонГТУ.* – Вып. 31 / Казанцев Е.И., Гинкул С.И. – Донецк: ДонГТУ, 2001. – С. 125 – 132.
2. Казанцев Е.И., Гинкул С.И., Чеботарев А.П., Морозов В.Б. // *Металлургическая и горнорудная промышленность.* – 1997. – № 3. – С. 74 – 76.
3. Казанцев Е.И., Котляревский Е.М., Баженов А.В., Заварова И.С. *Энергосберегающая технология нагрева слитков.* – М.: *Металлургия*, 1992. – 176 с.

Рукопись поступила 05.03.2007 г.

Гичёв Ю.А. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Адаменко Д.С. – ассистент, НМетАУ

Коваль К.М. – научн. сотр., ДНУ

Косенко Ю.А. – аспирант, НМетАУ

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПУЛЬСАЦИОННО-АКУСТИЧЕСКОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА

Приведены результаты испытания и расчетных исследований, подтверждающие эффективность пульсационно-акустического сжигания топлива на паровом котле. Разработана методика теплового расчета котла с учетом наложения акустических пульсаций.

Введение

В данной работе представлены результаты промышленного испытания пульсационно-акустического сжигания топлива в топке парового котла, и основанные на этих испытаниях расчетно-теоретические исследования, подтверждающие эффективность пульсационно-акустического сжигания топлива.

Пульсационно-акустическое сжигание является перспективным направлением в экономии топлива, которая достигается, с одной стороны, за счет повышения качества сжигания топлива, т.е. снижения недожога, а, с другой стороны, за счет улучшения степени использования теплоты, полученной от сжигания топлива вследствие интенсификации теплоотдачи от факела и продуктов сгорания к поверхностям нагрева и сокращения размеров застойных зон в рабочем объеме топки и газоходах котла [1 – 3].

Известные из литературы экспериментальные исследования влияния акустических пульсаций на процесс горения топлива [4 – 6] проводились на локальных участках турбулентной газовой струи факела. Поэтому результаты этих исследований однозначно относятся только лишь к условиям поставленных экспериментов. Адекватное применение результатов исследования для оценки эффективности пульсационно-акустического сжигания на крупномасштабном объекте, которым является промышленный паровой котел, представляет определенные сложности.

Испытание пульсационно-акустического сжигания топлива в промышленных условиях требует разработки специальной методики

испытания, основанной на результатах предшествующих исследований и учитывающей опыт этих исследований, создание необходимого аппаратного обеспечения для испытания в крупномасштабных условиях и получение результатов, позволяющих однозначно оценить эффективность пульсационно-акустического сжигания топлива на крупномасштабном объекте.

Постановка задачи исследования

Результаты известных из литературы исследований пульсационно-акустического сжигания топлива сводятся к следующему [4 – 10]:

а) звуковые воздействия вызывают изменение конфигурации факела, причем наиболее контрастно это изменение в начальной части факела;

б) по своей физической сути изменение конфигурации факела связано с изменением характера вихреобразования в факеле, которое наиболее чувствительно к звуковым колебаниям по сравнению с другими газодинамическими процессами, происходящими в факеле;

в) в изменении параметров факела под действием звуковых колебаний отмечено увеличение степени турбулентности, скорости продвижения фронта горения, интенсивности тепловыделения, температуры факела и, как следствие этих изменений, отмечено улучшение качества сжигания топлива, т.е. снижение химического недожога;

г) при звуковом воздействии на факел проявляется эффект резонанса, т.е. аномальное изменение параметров факела при совпадении частот звукового воздействия с частотами колебаний в факеле и внутри рабочего объема камеры сгорания.

Для реализации пульсационно-акустического сжигания топлива, позитивно воздействующего на характеристики энергетического агрегата, в частности парового котла, необходима разработка специальной технологии воздействия адаптированной к конкретным условиям сжигания топлива, а также к тепловым и газодинамическим особенностям рабочего объема топки и последующих за ней газоходов.

В связи с этим в задачу данной работы входило:

а) разработка технологии пульсационно-акустического воздействия в топке парового котла и разработка основанной на этой технологии методики испытаний;

б) аппаратное обеспечение для определения акустических характеристик топки и проведение испытаний пульсационно-акустического сжигания топлива;

в) оценка эффективности влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на характеристики работы котла по результатам испытаний.

Методика испытаний и аппаратурное обеспечение

В основу методики испытания положено применение резонансного эффекта при пульсационно-акустическом сжигании топлива, заключающегося в совпадении частот внешних вынужденных акустических пульсаций с частотами пульсаций в топке парового котла.

Технология пульсационно-акустического сжигания топлива и методика испытаний разработаны для парового котла ДКВР-10-13.

Вид котла и необходимое аппаратурное обеспечение для определения акустических характеристик топки приведены в работе [3].

Измерения акустических характеристик топки парового котла выполнялись с помощью комплекта акустической аппаратуры фирмы «Brüel & Kjær» [11].

В соответствии с разработанной технологией испытания системы пульсационно-акустического сжигания топлива выполнены в два этапа.

На первом этапе испытаний определялись собственные частоты акустических колебаний в рабочем объеме топки парового котла для соблюдения резонанса с частотами внешних возбуждаемых акустических колебаний. Одновременно с записью амплитудно-частотной характеристики выполнялись измерения температур в топочной камере, и осуществлялся хроматографический анализ продуктов сгорания, отобранных за топкой, и вычислялся химический недожог топлива.

Измерение температур в топке котла выполнялось путем зондирования топки по глубине и по ширине в горизонтальной плоскости XOY , расположенной на уровне геометрической оси горелок (отметка 1,0 м от пода топки) через смотровые лючки горелок, а также лючки для ревизии топки, при помощи термопар $T_1 - T_9$. Схема зондирования топки и газоходов котла представлена на рис. 1.

На втором этапе в соответствии с данными, полученными на первом этапе, фиксировались изменения теплотехнических характеристик работы парового котла вследствие воздействия на факел акустических колебаний. Для этого при помощи динамического возбудителя, установленного в смотровом окне топки котла, возбуждали акустические колебания с частотой 145 Гц (уровень звукового давления 108 Дб), которая была принята в качестве рабочей и соответствовала одному из максимумов звукового давления на амплитудно-частотной характеристике топки. Акустические колебания направляли на факел.

Места установки термопар, а так же последовательность зондирования топки и газоходов котла при возбуждении акустических пульсаций сохранили прежнюю (см. рис. 1).

На рис. 2 и 3 представлены результаты измерений температуры по глубине и по ширине топки котла при обычном режиме работы котла и при возбуждении акустических пульсаций.

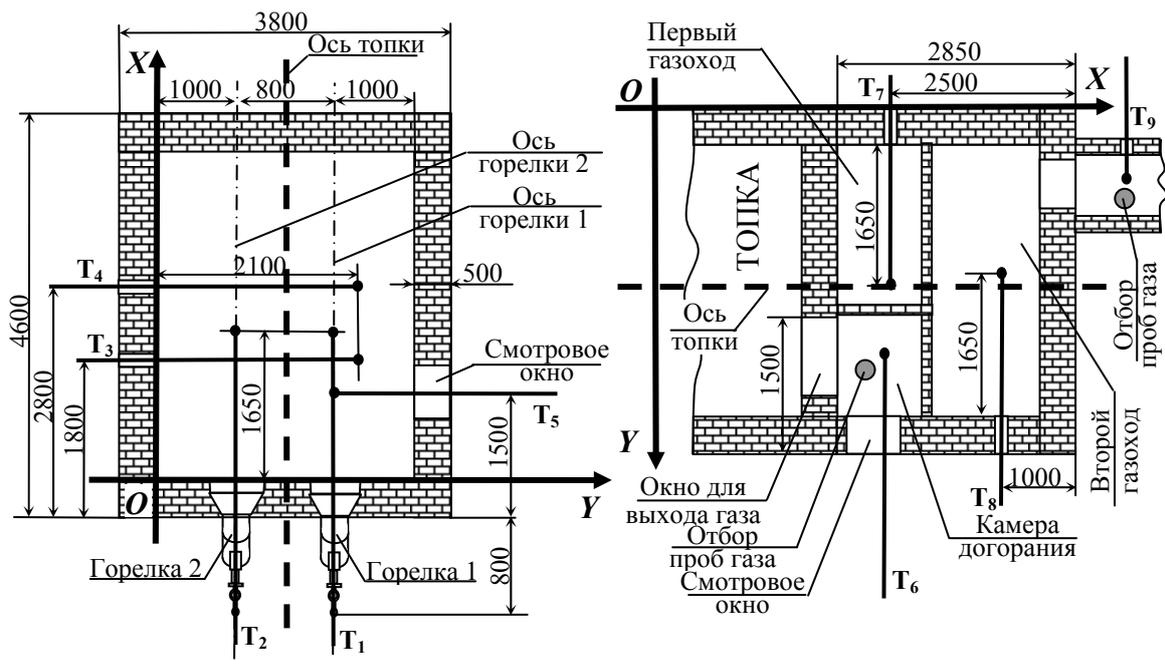


Рис. 1. Схема зондирования топки и газоходов котла при измерении температур

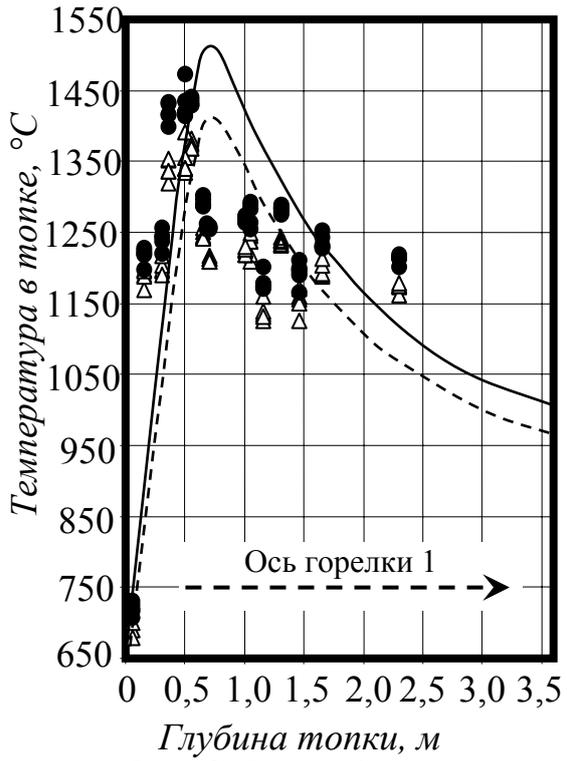


Рис. 2. Распределение температур по глубине топки

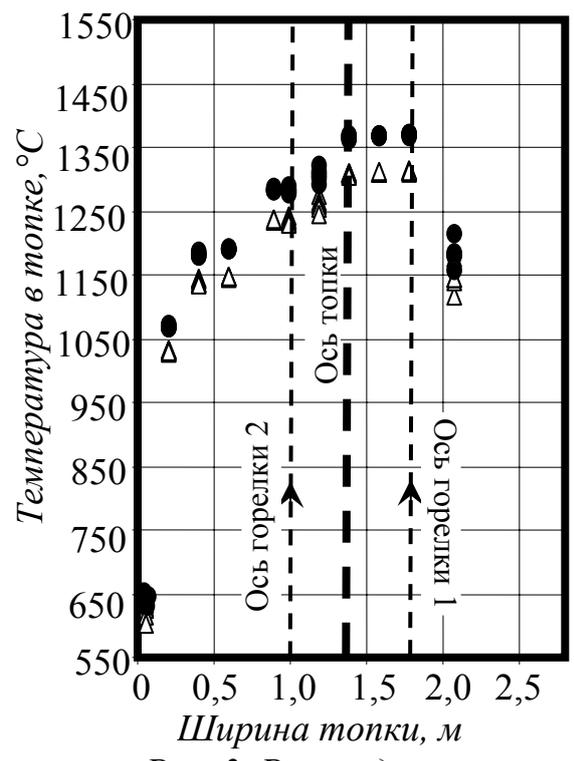


Рис. 3. Распределение температур по ширине топки

- △ - испытания в обычном режиме работы котла
- - испытания с наложением акустических пульсаций
- - расчет в обычном режиме работы котла
- - расчет с наложением акустических пульсаций

Измеренные температуры в топке котла вдоль оси горелки 1 представлены на рис. 2 в сравнении с рассчитанными значениями температур. Расчеты выполнялись при помощи разработанной математической модели тепловых и газодинамических процессов в топке парового котла, основные положения которой приведены в работе [3]. В качестве начальной температуры счета при математическом моделировании принята температура на срезе сопла горелки, полученная по результатам испытаний. Сравнение результатов (см. рис. 2), полученных при математическом моделировании и данных, полученных при испытании системы пульсационно-акустического сжигания топлива на действующем паровом котле, показало, что, разработанная модель качественно и количественно отвечает процессам, происходящим в реальной топке котла. Отклонение рассчитанных температур от измеренных вдоль оси факела не превышает 14 %.

Изменение характеристик работы котла при пульсационно-акустическом сжигании топлива проявлялось в повышении температуры в топке котла по сравнению с обычным режимом работы в среднем на 47 °С (см. рис. 2 и 3) и снижении химического недожога топлива, который определялся по остаткам горючих компонентов (CO , CH_4 и H_2) в продуктах сгорания, отобранных на анализ за топкой. Химический недожог топлива снизился в среднем на 1,557 %. Температура газов за топкой увеличилась в среднем на 32 °С (см. рис. 4).

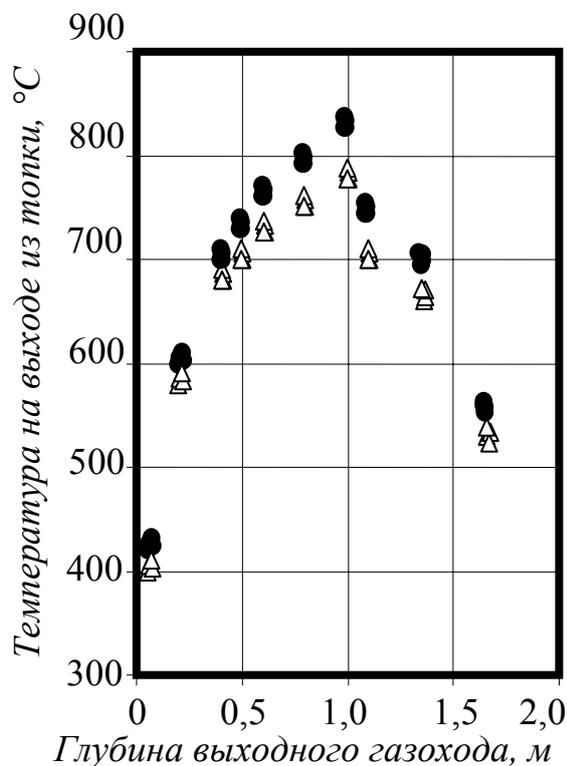


Рис. 4. Распределение температур на выходе из топки

Эффективность пульсационно-акустического сжигания топлива

Результаты испытаний подтвердили позитивное влияние вынужденных пульсаций на процесс сжигания топлива и теплообменные процессы, происходящие в топке парового котла.

Для получения общей картины влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на характеристики работы котла проведены расчетно-теоретические исследования, выполненные на математической модели котла, основанной на нормативном методе расчета котельных агрегатов.

Нормативный метод расчета котельных агрегатов, а именно расчета теплообмена в топке котла не предполагает учет процессов, происходящих в топке при пульсационно-акустическом сжигании топлива [13]. В связи с этим в данной работе был предложен подход и внесены изменения в существующую расчетную схему.

Исходной для расчета теплообмена в топке котла, является формула, которая связывает безразмерную температуру газов на выходе из топки θ_T'' с критерием лучистого теплообмена Больцмана Bo , степенью черноты топки a_T , и параметром M , учитывающим характер распределения температур по высоте топки, а именно положение максимума температур в топке:

$$\theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot a_T^{0,6} + Bo^{0,6}}, \quad (1)$$

где T_T'' – абсолютная температура газов на выходе из топки, К; T_a – температура газов в топке, которая была бы при адиабатическом сгорании, К.

В соответствии с увеличением температуры газов в топке и на выходе из топки (см. рис. 2 – 4), полученным при проведении испытаний, значение безразмерной температуры газов на выходе из топки θ_T'' также увеличивается на определенную величину Δ_T . Выражение (1) с учетом значения Δ_T принимает вид:

$$(\theta_T'')^{6/a} + \Delta_T = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot a_T^{0,6} + Bo^{0,6}}. \quad (2)$$

Значение Δ_T определяются, исходя из данных испытаний. Исходя из того, что увеличение температуры газов в топке T_T' связано с увеличением адиабатической температуры T_a , за счет уменьшения потерь с химическим недожогом топлива, значение Δ_T в этом случае может быть определено следующим образом.

По результатам проведенных испытаний вычисляется среднее значение температур газов в топке котла без наложения и с наложением акустических пульсаций, которые, соответственно, равны $(T_{срТ}')^{6/a} = 1228 + 273 = 1501$ К и $(T_{срТ}')^{c/a} = 1275 + 273 = 1548$ К, а также средние значения температур газов на выходе из топки $(T_{срТ}'')^{6/a} = 651 + 273 = 924$ К и $(T_{срТ}'')^{c/a} = 683 + 273 = 956$ К.

По полученным значениям средних температур вычисляются безразмерные температуры газов на выходе из топки для обоих случаев, которые составили $(\theta_T'')^{6/a} = 0,615$ и $(\theta_T'')^{c/a} = 0,618$, по разности которых и определяется величина Δ_T :

$$\Delta_T = (\theta_T'')^{c/a} - (\theta_T'')^{6/a} = 0,618 - 0,615 = 0,003. \quad (3)$$

Наряду со значением Δ_T , в данной работе учтено влияние конструктивных характеристик топочной камеры котла на эффективность пульсационно-акустического сжигания топлива.

Конструктивным параметром, который оказывает влияние на эффективность теплообменных процессов в топке котла, является параметр M .

Выражение для расчета параметра M при сжигании в топке котла газообразного топлива имеет вид [13]:

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot (x_T + \Delta x), \quad (5)$$

где $x_T = (h_T / H_T)$ – относительный уровень расположения горелок в топке, равный для котла ДКВР-10-13, $x_T = 0,212$ (здесь h_T – высота расположения осей горелок от пода топки, м, H_T – общая высота топки от пода до середины выходного окна, м); Δx – поправка, учитывающая смещение максимума температур в топке относительно уровня расположения горелок, и для котлов паропроизводительностью до 35 т/ч, $\Delta x = 0,15$ [14].

При пульсационно-акустическом сжигании топлива в котле место положения максимума температур изменяется, этот факт подтверждается экспериментально вследствие увеличения объема факела под воздействием акустических колебаний и сокращения холодного ядра факела [8]. В связи с изменением места положения максимума температур в топочной камере котла значение параметра M принято с поправочным коэффициентом K_{\min} , т.е. уравнение (1) с учетом (3) принимает вид:

$$(\theta_T'')^{6/a} + 0,003 = \frac{Bo^{0,6}}{K_{\min} \cdot M \cdot a_T^{0,6} + Bo^{0,6}}. \quad (4)$$

Значение коэффициента K_{\min} находится из уравнения (4):

$$K_{\min} = \frac{Bo^{0,6} \cdot (0,997 - (\theta_T'')^{6/a})}{M \cdot a_T^{0,6} \cdot 1,003}. \quad (5)$$

Выражение (5) справедливо для топочной камеры без выходного газохода. При наличии в топке котла выходного газохода амплитуда акустических колебаний в объеме котла изменяется и в соответствии с классическим решением волнового уравнения для топочной камеры с выходным газоходом [12], принимает вид:

$$K = K_{\min} \cdot e^{5\lambda}, \quad (6)$$

где λ – отношение площади выходного газохода к площади задней стенке котла (для котла ДКВР-10-13, $\lambda = 1/15,2 = 0,066$).

После вычисления коэффициента K его значение подставляется в выражение (1), из которого определяется температура газов на выходе из топки в результате применения пульсационно-акустического сжигания топлива:

$$(t_{\text{T}}^{\prime\prime})^{c/a} = \frac{T_a}{K \cdot M \cdot (a_{\text{T}}/Bo)^{0,6} + 1} - 273. \quad (7)$$

Расчетно-теоретические исследования выполнены в три этапа.

На первом этапе исследований в соответствии с нормативным методом расчета котельных агрегатов определялись характеристики работы котла без наложения акустических пульсаций при фактических показателях работы котла: в соответствии с данными испытаний коэффициент расхода воздуха в топке $1,15 \div 1,25$; химический недожог топлива $1,75 \div 2,25$ %.

На втором этапе в соответствии с изложенной методикой определены коэффициенты K и M , учитывающие интенсификацию теплообменных процессов в топке котла при наложении акустических пульсаций.

На третьем этапе определялись показатели работы котла с наложением акустических пульсаций. Кроме коэффициентов K и M в характеристиках работы котла учтено снижение потерь теплоты от химического недожога топлива до $0,25 \div 0,75$ %.

Сравнение характеристик парового котла ДКВР-10-13 при работе его без наложения и с наложением акустических колебаний, представлено на рис. 5. Сравнение выполнено для различных значений теплопроизводительности котла (относительно номинального значения $Q_{\text{НОМ}} = 24,97$ ГДж/ч), $\bar{Q} = 0,5 \div 1,0$ ($\bar{Q} = Q_{\text{р}}/Q_{\text{НОМ}}$, где $Q_{\text{р}}$ – рабочая теплопроизводительность, ГДж/ч).

Для проверки адекватности разработанного подхода учета влияния акустических пульсаций на теплообменные процессы в топке парового котла на рис. 5, наряду с расчетными величинами приведены данные, полученные при испытании котла без наложения и с наложением акустических пульсаций на процесс сжигания топлива. Разработанный подход адекватно описывает реальные процессы, происходящие в топке котла, и позволяет прогнозировать влияние акустических пульсаций на характеристики работы котла при изменении тепловой нагрузки.

Из результатов сравнения на рис. 5 следует:

- температура продуктов сгорания на выходе из топки увеличивается в среднем на 45 °С, при этом температура уходящих газов за котлом практически не изменяется, что свидетельствует об улучшении теплообмена в конвективных поверхностях нагрева котла;

- к.п.д. котла в среднем возрастает на $1,43$ %;

- удельный расход условного топлива снижается на $0,64$ кг.т./ГДж.

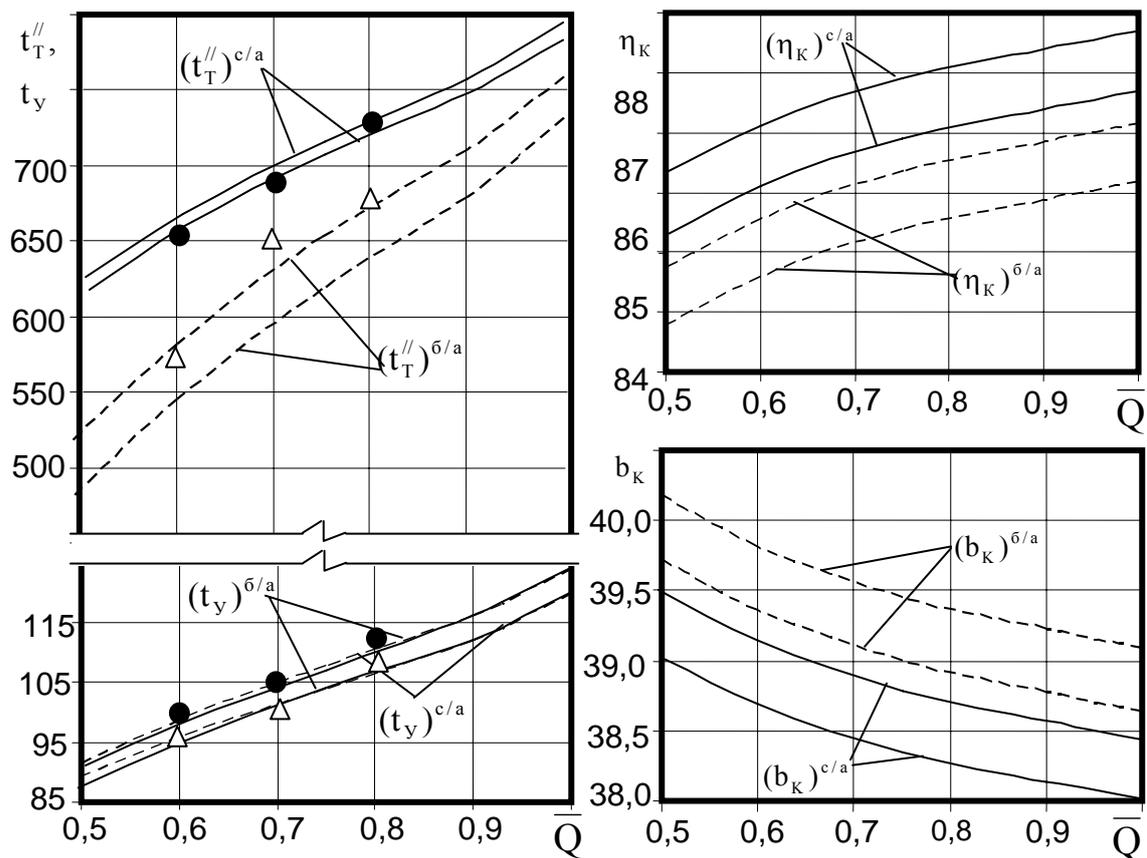


Рис. 5. Сравнение характеристик парового котла ДКВР-10-13:
 $(t_T)^{6/a}$ и $(t_T)^{c/a}$ – температура продуктов сгорания на выходе из топки, °С;
 $(t_Y)^{6/a}$ и $(t_Y)^{c/a}$ – температура уходящих газов, °С; $(\eta_K)^{6/a}$ и $(\eta_K)^{c/a}$ – к.п.д.
котла, %; $(b_K)^{6/a}$ и $(b_K)^{c/a}$ – удельный расход условного топлива, кг у.т./ГДж.

Выводы

По результатам испытаний, а также расчетным путем подтверждена эффективность применения пульсационно-акустического сжигания топлива для интенсификации процессов в топке парового котла.

Разработано аппаратное обеспечение системы пульсационно-акустического сжигания топлива для котла серийной конструкции ДКВР-10-13. Наложение акустических пульсаций позволяет повысить эффективность работы котла во всех режимах его эксплуатации и этим обеспечить экономию топлива на выработку тепловой энергии, а именно в результате применения пульсационно-акустического сжигания топлива к.п.д. котла увеличивается в среднем на 1,43 %, удельный расход условного топлива снижается на 0,64 кг у.т./ГДж.

Результаты испытаний и расчетно-теоретических исследований, представленных в данной работе, могут быть использованы при разработке и внедрении систем пульсационно-акустического сжигания топлива на котлах различной мощности.

Список литературы

1. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Влияние акустических воздействий в топке и газоходах парового котла на характеристики его работы // *Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов НМетАУ.* – Том 6. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 3 – 7.
2. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М. Моделирование процесса выгорания газообразного топлива в объеме турбулентного факела // *Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. У двох книгах. – Книга друга. – Дніпропетровськ: Пороги, 2005. – С. 42 – 50.*
3. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М. Моделирование тепловых и газодинамических процессов в топке парового котла // *Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ: «ПП Грек А.С.», 2006. – С. 53 – 67.*
4. Дорошенко В.Е., Фурлетов В.И. О воздействии звука на турбулентное пламя // *Физика горения и взрыва.* – 1969. – Т. 5. – № 1. – С. 114 – 125.
5. Борисов Ю.Я., Розенфельд Э.И., Смоленский В.Г. О влиянии акустических колебаний на газовый факел в ограниченном пространстве // *Физика горения и взрыва.* – 1971. – Т. 7. – № 3. – С. 404 – 412.
6. Скляр В.А., Фурлетов В.И. Чувствительность турбулентного пламени к вынужденным периодическим звуковым колебаниям // *Физика горения и взрыва.* – 1987. – № 6. – С. 52 – 58.
7. Панченко Н.Н. Взаимодействие колебаний давления с процессом горения // *Физика горения и взрыва.* – 1990. – № 6. – С. 83 – 85.
8. Розенфельд Э.И., Смоленский В.Г., Хаврошкин О.Б. Особенности работы топочных камер, оборудованных акустическими горелками // *Использование газа в промышленности.* – 1969. – № 1. – С. 31 – 34.
9. Способ сжигания топлива: А.с. 1361424 СССР, МКИ F 23 C 11/00 / Н.Н. Панченко, С.С. Ромахин (СССР). – № 4092243/24-06; Заявл. 27.05.86; Опубл. 23.12.87, Бюл. № 47. – 2 с.: ил.
10. Способ сжигания топлива: А.с. 663966 СССР, МКИ F 23 D 11/34 / В.Г. Базаров (СССР). – № 2473382/24-06; Заявл. 08.04.77; Опубл. 25.05.79, Бюл. № 9. – 2 с.
11. Brüel & Kjør Sound & Vibration Measurements A/S // <http://www.bksv.com>.
12. Исакович М.А. *Общая акустика.* – М.: Наука, 1973. – 496 с.
13. *Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / Под ред. Н.В. Кузнецова.* – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
14. Александров В.Г. *Паровые котлы средней и малой мощности.* – Л.: Энергия, 1972. – 236 с.

Рукопись поступила 03.04.2007 г.

Гичёв Ю.А. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Гребенюк А.В. – ассистент, Криворожский технический университет

Перцевой В.А. – аспирант, НМетАУ

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАПИРАЮЩИХ СВОЙСТВ ЗВУКОВЫХ И ДОЗВУКОВЫХ ГАЗОВЫХ СТРУЙ

Приводятся результаты экспериментального исследования запирающих свойств осесимметричной газовой струи, натекающей на плоскость среза модельной трубы, которая формирует встречный водяной поток. Угол между плоскостью среза модельной трубы и осью сопла составлял $\varphi = 45^\circ, 60^\circ$. Определено влияние газодинамических и геометрических параметров газовой струи на ее запирающие свойства. На основании результатов экспериментальных исследований предложена математическая модель расчета газодинамических характеристик газовой струи в области ее взаимодействия с потоком жидкости.

Введение

Экспериментальное и теоретическое исследование взаимодействия сверхзвуковой и дозвуковой газовой струи со встречным потоком жидкости связано с проблемой выбора и обоснования оптимальных конструктивных и газодинамических характеристик соплового аппарата при использовании газодинамического способа разделения стали и шлака при выпуске плавки из конвертера. Экспериментальное исследование запирающих свойств газовой струи необходимо также для получения физической картины взаимодействия газового и жидкостного потоков в плоскости среза летки сталевыпускного отверстия конвертера.

Экспериментальное и теоретическое исследование газовой струи, взаимодействующей с потоком жидкости, приведены в работах [1 – 3]. Исследовалось истечение ограниченной струи газа (жидкости) из сопла круглого и прямоугольного сечения в неограниченный сносящий поток газа (жидкости), при этом угол между вектором продольной составляющей скорости истечения и плоскостью среза выходного отверстия сопла составлял $\alpha_0 \leq 120^\circ$, диаметр выходного отверстия не превышал 20 мм, отношение скорости истечения газовой струи к скорости сносящего потока: $\frac{W_0}{U} < 3,0$. На основании проведенных экспе-

риментов получен ряд эмпирических и теоретических решений для уравнения оси струи газа в сносящем потоке жидкости.

Таким образом, основное внимание в работах [1 – 3] уделено исследованию искривления оси струи под влиянием сносящего потока. Очевидно, что применимость результатов работ, указанных выше, для исследования процессов взаимодействия жидкого шлака и газового потока при пневматическом способе отсечки весьма условна, а экспериментальная база явно недостаточна. Кроме того, практически не затрагивается проблема исследования распределения газодинамических характеристик в самом сносящем потоке.

Постановка задачи исследования

Авторами настоящей работы была поставлена задача экспериментальным путем на основании визуальных наблюдений определить влияние энергетических и геометрических характеристик газовой струи, которая в нашем случае является сносящим потоком по отношению к шлаковой струе, истекающей из летки конвертера, на ее запирающие свойства. Отсюда вытекает необходимость разработки метода расчета газодинамических характеристик в поперечном сечении газового потока в области взаимодействия его со струей жидкости.

Методика и результаты проведения экспериментальных исследований

Экспериментальное исследование взаимодействия осесимметричной сверхзвуковой и дозвуковой струи газа со струей воды, которая имитирует конвертерный шлак, проводилось на специальной гидравлическом стенде, схема которого изображена на рисунке 1.

Методика проведения экспериментальных исследований на гидравлическом стенде заключалась в следующем: в бак-накопитель (1) через запорный клапан (2) подается вода по трубопроводу воды (3) до достижения требуемого давления, моделирующего гидростатическое давление на срезе сталевыпускного отверстия конвертера. Запорный клапан (4) находится в закрытом положении. Уровень жидкости контролируется по уровнемеру (5), давление – по датчику (6) и манометру (7).

Через запорный клапан (8) и пневморедуктор (9) к электропневмоклапану (10) подается сжатый воздух. Открывается запорный клапан (4) и начинается истечение жидкости из модельной трубы (11, 12). Одновременно включается запись сигнала с датчика давления (6).

После открытия запорного клапана (4) подается сигнал на переключение электропневмоклапана (10). Сжатый воздух начинает истекать через сопло (13), закрепленное на координатнике (14), и воздействует на поток жидкости в области среза модельной трубы. Давление газа перед соплом определяется датчиком (15) и манометром (16).

Модельная труба оснащена ограничивающими плоскостями (17). Слив воды осуществляется через отверстие (18). В опытах использовалось коническое сопло (число Маха на срезе сопла составляло $M_0 = 1,0$) с диаметром выходного отверстия $d_0 = 16$ мм, расстояние от среза сопла до преграды изменялось в диапазоне $\bar{h} = h/d_0 = 12,625 \div 28,125$, угол между осью газовой струи и плоскостью среза тупикового канала составлял $\varphi = 45^\circ, 60^\circ$, давление газа перед соплом варьировалось в пределах $P_c = 0,5; 0,7; 0,9; 1,1$ МПа. Диаметр модельной трубы составлял $D_{\text{мт}} = 40, 60, 80$ мм, длина модельной трубы $H = 1,3$ м. Результаты экспериментальных исследований запирающих свойств звуковых и дозвуковых струй газа представлены на рисунке 2 и рисунке 3.

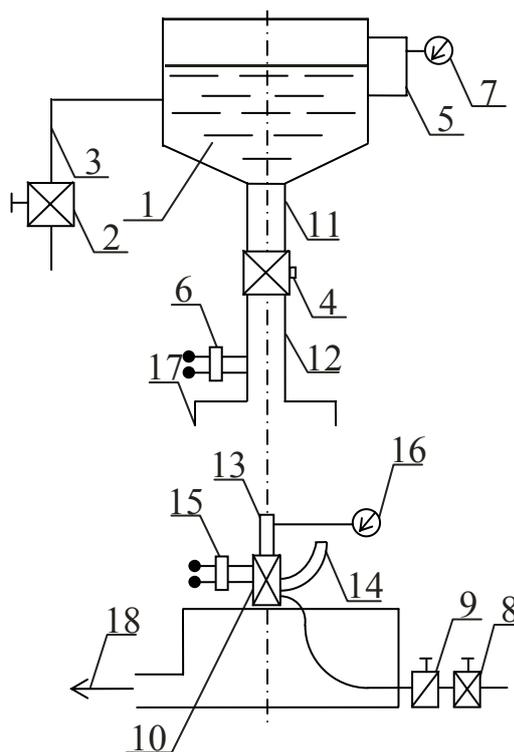
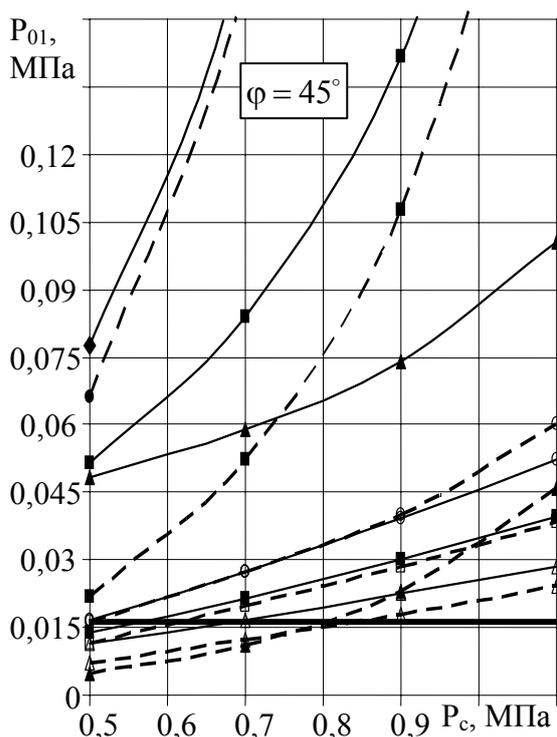


Рис. 1. Схема гидравлического стенда

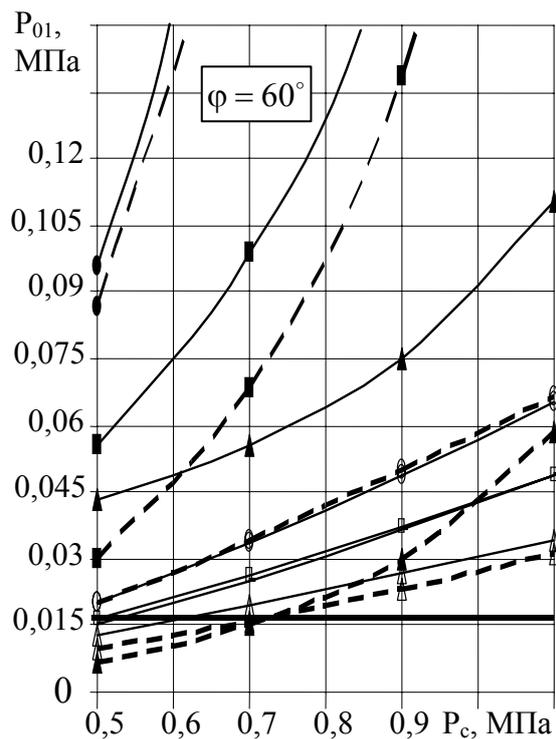
Методика расчета

Расчет газодинамических характеристик в поперечном сечении газового потока в области взаимодействия его со струей жидкости сводится к решению следующих задач: определение динамических параметров в свободной струе газа; исследование влияния гидравлического удара (взаимодействие свободной струи газа с потоком жидкости) на величину давления на срезе модельной трубы; определение давления торможения в граничных точках. При газодинамических исследованиях свободных и импактных струй необходимо знать их параметры, геометрические размеры и расположение преграды (в данном случае преградой является плоскость среза модельной трубы) относительно сопла. Значения начальных параметров газа: число Маха в выходном отверстии сопла M_0 , диаметр сопла d_0 , расстояние до преграды h , а также угол наклона сопла к плоскости преграды φ , приведены выше. Заметим также, что линейные величины выражены в диаметрах выходного сечения сопла и отмечены чертой над символом. Параметры газа на срезе сопла: статическое давление P , температура торможения T_0^* , скорость истечения W_0 и степень нерасчетности струи n определяются по известным зависимостям, приведенным в [4 – 5].



$D_{mn}=40\text{мм}$: ● $h=202\text{мм}$; ○ $h=450\text{мм}$
 $D_{mn}=60\text{мм}$: ■ $h=202\text{мм}$; □ $h=450\text{мм}$
 $D_{mn}=80\text{мм}$: ▲ $h=202\text{мм}$; △ $h=450\text{мм}$
 — точка А; - - - точка Б

Рис. 2. Зависимость избыточного давления торможения в граничных точках от давления газа перед соплом при различных энергетических и геометрических параметрах модельной трубы и газа перед соплом



$D_{mn}=40\text{мм}$: ● $h=202\text{мм}$; ○ $h=450\text{мм}$
 $D_{mn}=60\text{мм}$: ■ $h=202\text{мм}$; □ $h=450\text{мм}$
 $D_{mn}=80\text{мм}$: ▲ $h=202\text{мм}$; △ $h=450\text{мм}$
 — точка А; - - - точка Б

Рис. 3. Зависимость избыточного давления торможения в граничных точках от давления газа перед соплом при различных энергетических и геометрических параметрах модельной трубы и газа перед соплом

Распределение газодинамических параметров в поперечном сечении струи зависит от области ее течения. Следовательно, необходимо определить длину начального и переходного участков свободной турбулентной струи газа.

Если преграда располагается в основном (дозвуковом) участке течения свободной струи, распределение осевой скорости при сверхзвуковом и звуковом истечении из сопла описывается выражением [6]

$$\lambda_m = \frac{1}{\left(1 + 5,7 \cdot c_0 \cdot \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_{3B}}{\bar{d}_{3B}}\right)}, \quad (1)$$

где c_0 – константа структуры струи, принимаем $c_0 = 0,06$; \bar{h}_1 – рас-

стояние от среза сопла до преграды (до оси сечения выходного отверстия модельной трубы); $\bar{h}_{зв}$ – расстояние от среза сопла до звукового сечения струи; $\bar{d}_{зв}$ – диаметр звукового сечения струи.

Диаметр звукового сечения струи определяется по формуле [7]

$$\bar{d}_{зв} = 2,72 \cdot \sqrt{n \cdot M_0^2 + \frac{n-1}{k}}, \quad (2)$$

где k – показатель адиабаты газа.

Расстояние от среза сопла до звукового сечения струи определяется из выражения [8]

$$\bar{h}_{зв} = 9,5 \cdot \left(M_0 \cdot \sqrt{n \cdot k} - \frac{1,05}{(M_0 \cdot \sqrt{n \cdot k})^{2,7}} \right). \quad (3)$$

Распределение осевой скорости в переходной (сверхзвуковой) области течения свободной струи описывается выражением [5]

$$\lambda_x = \frac{13 \cdot \sqrt{M_{эфф}^2 - 1} \cdot \left(\frac{d_{эфф}}{d_0} \right)}{x - \bar{S}}, \quad (4)$$

где $M_{эфф}$ – число Маха на оси струи в “эффективном” (изотермическом) сечении; $d_{эфф}$ – диаметр “эффективного” сечения струи; \bar{S} – длина начального (газодинамического) участка струи.

Число Маха на оси струи в изотермическом сечении определяем по известной формуле [5]

$$M_{эфф} = \sqrt{\frac{F_0}{F_{эфф}} \cdot \left(M_0^2 \cdot n \cdot \cos^2 \alpha_0 + \frac{n-1}{k} \right)}, \quad (5)$$

где F_0 , $F_{эфф}$ – площадь выходного отверстия сопла и площадь эффективного сечения свободной струи, соответственно; α_0 – угол между вектором абсолютной скорости на выходе из сопла и осью сопла, принимаем [5] $\alpha_0 = 0$.

В свою очередь, диаметр “эффективного” сечения струи определяется из выражения [7]

$$d_{эфф} = d_0 \cdot n^{0,6}. \quad (6)$$

Длина начального (газодинамического) участка струи определяется по формуле [7]

$$\bar{S} = \frac{n}{1,2 + 0,3 \cdot n} + 4 \cdot (1,05 \cdot \sqrt{n} - 0,1), \quad (7)$$

где первое слагаемое определяет (представляет собой) положение точки отражения падающего скачка уплотнения, а второе – расстояние между соседними точками отражения скачков.

Максимальное давление на преграде определяется по формуле [9]

$$P_{\max \varphi} = \frac{\rho_{\text{атм}} \cdot W_{\text{н1}}^2}{2} \cdot \sin \varphi, \quad (8)$$

где $W_{\text{н1}}$ – скорость на оси свободной струи на расстоянии \bar{h}_1 .

Смещение максимума давления происходит также вдоль оси z (см. рисунок 4), а не только по линии растекания [10]. Смещение максимума давления вдоль оси z происходит по закону [10]

$$\Delta \bar{r}_z = -0,5 \cdot \bar{z} + 0,5. \quad (9)$$

Результаты расчетов показали, что во всех случаях натекания струи на заглушенный канал относительное расстояние от среза сопла до преграды составляет $\bar{h}_1 > 6,2$.

Максимальное давление на преграду с учетом смещения максимума давления вдоль оси z определяется по формуле [11]

$$P_{\text{ст изб max } \varphi} = P_{\max \varphi} \cdot e^{-(c_z \cdot \Delta \bar{r}_z)^2}. \quad (10)$$

Коэффициент c_z в формуле (10) при $\bar{h}_1 > 6,2$ равен [11]

$$c_z = 5,04 \cdot \bar{h}_1^{-0,75}. \quad (11)$$

Смещение критической точки (максимума давления) от точки пересечения оси свободной струи и центра сечения выходного отверстия модельной трубы в сторону ветви струи с меньшим расходом газа (см. рисунок 5) определяется по формуле [12]

$$\Delta \bar{r} = \frac{\Delta \Gamma}{d_0} = 0,154 \cdot \text{ctg} \varphi. \quad (12)$$

Таким образом, расстояние вдоль преграды \bar{r}_1 отсчитывается от критической точки с учетом ее смещения вдоль преграды в сторону ветви струи с меньшим расходом газа на величину $\Delta \bar{r}$.

Определим вид течения пристеночной струи вдоль плоскости среза модельной трубы для ветвей потока с большим и меньшим рас-

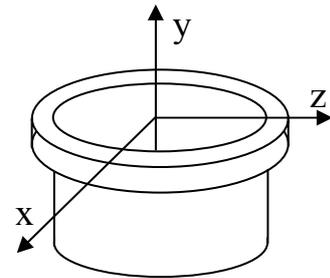


Рис. 4. Расположение координатных осей в тупиковом канале

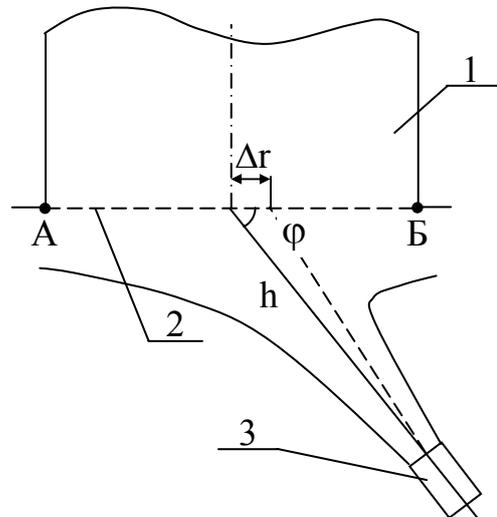


Рис. 5. Схема натекания струи газа на плоскость среза модельной трубы:
1- модельная труба;
2- плоскость среза модельной трубы;
3- сопло

ходом газа. Для этого необходимо определить протяженность области ускоренного течения из выражения [11] при условии $\bar{h}_1 > 6,2$

$$r_* = 0,34 \cdot \bar{h}^{-0,7} \cdot d_0 \cdot (1 \pm \cos \varphi), \quad (13)$$

где знак “+” берется для ветви пристенной струи с большим расходом.

Расчеты показали, что при натекании струи на плоскость среза модельной трубы в области граничных точек А и Б (см. рисунок 5) реализуются ускоренный и переходный режимы течения.

Расстояние от критической точки до граничных точек А и Б определяется по формуле

$$r_1 = R_{\text{канала}} \pm \Delta r, \quad (14)$$

где знак “+” берется для определения расстояния от критической точки до точки А.

Избыточное статическое давление в граничных точках А и Б при $r_1 = r_{ТА}$ и $r_1 = r_{ТБ}$ определяется из выражения [11]

$$P_{\text{ст изб1}} = P_{\text{ст изб max } \varphi} \cdot e^{-(c_1 \cdot \bar{r}_1)^2}. \quad (15)$$

Коэффициент c_1 в формуле (15) определяется по зависимости (11).

Максимальная скорость на внешней границе пристенного пограничного слоя для ветвей потока с большим и меньшим расходом газа определяется по формуле [11] при условии $\bar{h}_1 > 6,2$

$$u_{m1}^* = 3,68 \cdot \bar{h}_1^{-0,84} \cdot W_0 \cdot (1 \pm \cos \varphi). \quad (16)$$

Граница между переходной и автомодельной областями течения для ветви с большим расходом газа определяется по формуле [11]

$$\bar{r}_{\text{Гран1 бол}} = \frac{3,24 \cdot (1 + \cos \varphi)^2}{\left(\frac{u_{m1}^*}{W_0} \right)^2}. \quad (17)$$

Граница между переходной и автомодельной областями течения для ветви с меньшим расходом газа определяется по формуле [11]

$$\bar{r}_{\text{Гран1 мен}} = \frac{3,24 \cdot \sin^2 \varphi}{\left(\frac{u_{m1}^*}{W_0} \right)^2}. \quad (18)$$

Скорость на внешней границе пристенного пограничного слоя в точке с координатой $r_1 = r_{ТА}$ или $r_1 = r_{ТБ}$ определяется по формулам [11]:

– для области ускоренного течения

$$u_{m1} = \left[1,5 \cdot \left(\frac{r_1}{r_{*1}} \right) - 0,5 \cdot \left(\frac{r_1}{r_{*1}} \right)^3 \right] \cdot u_{m1}^*; \quad (19)$$

– для области переходного течения

$$u_{m1} = \left(\frac{24,1}{h_1^{-1,47}} \cdot r_1 \cdot e^{-\left(\frac{r_1}{r_{*1}}\right)} \right) \cdot W_0. \quad (20)$$

Предполагаем, что истекающая из сопла струя газа является изотермической. С учетом сказанного плотность газа в граничных точках А и Б при $r_1 = r_{ТА}$ или $r_1 = r_{ТБ}$ определяется по формуле

$$\rho_1 = \frac{P_{ст1}}{R \cdot T_{атм}}. \quad (21)$$

Скоростное давление вдоль преграды в указанных выше граничных точках определяется по формуле

$$P_{w1} = \frac{\rho_1 \cdot u_{m1}^2}{2}. \quad (22)$$

Давление торможения вдоль преграды в граничных точках А и Б определяется по известной зависимости

$$P_{01} = P_{ст\ изб1} + P_{w1}. \quad (23)$$

На рисунках 2 и 3 наряду с экспериментальными данными по исследованию запирающих свойств газовой струи представлены результаты расчетов давления жидкости на срезе модельной трубы. Значения избыточного давления на срезе модельной трубы на рисунках 2 и 3 представляют собой горизонтальные линии.

Определяющим для проектирования затвора является гидростатическое давление столба шлаковой эмульсии (в данном экспериментальном исследовании – столба воды), которое вычисляется по формуле

$$P_{г} = \rho_{в} \cdot g \cdot H, \quad (24)$$

где ρ – плотность воды; H – длина модельной трубы.

Взаимодействие струи газа и потока жидкости приводит к повышению давления жидкости в плоскости среза модельной трубы, которое может быть определено из выражения

$$\Delta P = \rho_{в} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot \frac{2 \cdot H}{\tau}, \quad (25)$$

где τ – время срабатывания гидравлического стенда.

Давление жидкости на срезе модельной трубы определяется по формуле

$$P_{зап} = P_{г} + \Delta P. \quad (26)$$

Выводы

Применение данной методики при расчете параметров (скорости потока, плотности и давления) газовой струи в области взаимодействия ее с потоком жидкости указывает на адекватность математической модели результатам экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Шандоров Г.С. Истечение из канала в неподвижную и движущуюся среду // Журнал технической физики. – 1957. – Т. 27, № –1. – С. 25 – 31.
2. Иванов Ю.В. Уравнение траектории струй острого дутья // Советское котлотурбостроение. – 1952. – № 8. – С. 12 – 18.
3. Иванов Ю.В. Плоская струя во внешнем поперечном потоке воздуха // Известия Академии наук Эстонской ССР. – 1953. – Т. 2, № 2. – С. 28 – 35.
4. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Машиностроение, 1991. – 532 с.
5. Лухтура Ф.И. Одномерная теория сверхзвуковых нерасчетных струй газа // Изв. АН СССР. МЖГ. – 1993. – № 1. – С. 48 – 56.
6. Нещерет П.А., Ленцов И.А. К оценке дальнобойности сверхзвуковой газовой струи // Изв. вузов. Энергетика. – 1988. – № 10. – С. 84 – 88.
7. Анцупов А.В. Исследование параметров нерасчетной сверхзвуковой струи газа // ЖТФ. – 1974. – Т. 44, № 2. – С. 372 – 379.
8. Нещерет П.А., Капустин Е.А., Шлик О.Э. К расчету течения в основном участке сверхзвуковой струи с учетом влияния торца сопла // Журн. СО АН СССР. ПМТФ. – 1984. – № 5. – С. 81 – 85.
9. Савин В.К., Можаяева Ж.П., Аралов А.Д. Гидродинамические исследования пограничного слоя при струйном обтекании пластины // Известия вузов. Машиностроение. – 1975. – № 9. – С. 76 – 81.
10. Божко Д.Ф., Можаяева Ж.П., Аралов А.Д. Исследование физики течения в области взаимодействия осесимметричной турбулентной струи с плоской преградой // Изв. вузов. Машиностроение. – 1975. – № 9. – С. 55 – 58.
11. Юдаев Б.Н., Михайлов М.С., Савин В.К. Теплообмен при взаимодействии струй с преградами. – М.: Машиностроение, 1977. – 248 с.
12. Beltaos S. Oblique impingement of plane turbulent jets // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civ. Eng. – 1976. – Vol. 102, № 9. – P. 1177 – 1192.

Рукопись поступила 03.04.2007 г.

Горбунов А.Д. – д-р техн. наук, проф., ДГТУ
 Глущенко Е.Л. – канд. техн. наук, доц., ДГТУ

АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ НАГРЕВА (ОХЛАЖДЕНИЯ) ДВУХСЛОЙНОГО ШАРА

Получены аналитические решения для расчёта конвективного нагрева (охлаждения) шара, покрытого тонкой оболочкой.

Постановка проблемы

В ряде работ, например в [1], приводится численное решение задачи конвективного нагрева водяной сферической капли радиусом R_1 , покрытой тонким слоем масла толщиной δ (рис. 1). Начальная температура воды и масла t_0 , температура греющей среды $t_{\text{ж}} > t_0$, коэффициент теплоотдачи α ; полный размер тела $d_2 = d_1 + 2 \cdot \delta$ или радиус $R_2 = R_1 + \delta$.

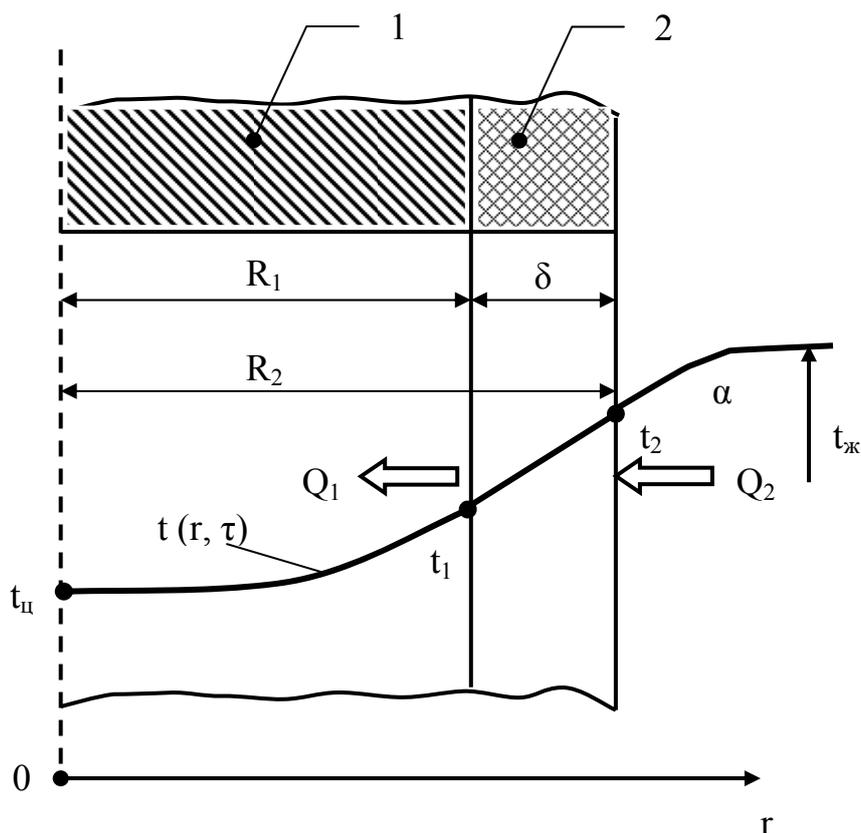


Рис. 1. К расчёту процесса нагрева:
 1 – основное тело; 2 – покрытие

Получим аналитическое решение данной задачи.

Изложение основных материалов исследования

Сведём двухслойное тело к однослойному следующим образом. Из теории теплопроводности известно, что при отношении диаметров d_2/d_1 или радиусов $R_2/R_1 < 1,2$ стенку с точностью до 4 % можно считать плоской [2]. Примем, что температура в тонком слое покрытия изменяется по линейному закону. Тогда удельный тепловой поток через такую плоскую стенку составит

$$q_n = \lambda_2 \cdot \Delta t / \delta, \quad \text{Вт/м}^2, \quad (1)$$

где $\Delta t = t_2 - t_1$; t_1 и t_2 – температуры поверхностей в месте идеального теплового контакта двух тел и на горячей стороне покрытия соответственно, °С; λ_2 – коэффициент теплопроводности покрытия, Вт/(м·К).

Полный тепловой поток со стороны греющей среды (рис. 1)

$$Q_2 = q_2 \cdot \pi \cdot d_2^2, \quad \text{Вт}, \quad (2)$$

где $q_2 = \alpha \cdot (t_{\text{ж}} - t_2)$ – удельный тепловой поток, Вт/м².

С другой стороны, согласно формулам стационарной теплопроводности [2] тепловой поток через сферическую стенку от $r = R_2$ до $r = R_1$ определится уравнением

$$Q_1 = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_2 \cdot \Delta t / [1/d_1 - 1/d_2] = q_n \cdot \pi \cdot d_1 \cdot d_2. \quad (3)$$

Из условия равенства тепловых потоков $Q_2 = Q_1$ будем иметь

$$q_2 \cdot \pi \cdot d_2^2 = q_n \cdot \pi \cdot d_1 \cdot d_2 \quad \text{или} \quad q_2 \cdot \zeta = q_n, \quad (4)$$

где $\zeta = d_2/d_1 = (1 + \delta/R_1)$ – отношение диаметров или радиусов покрытия.

Из соотношения (4) можно получить уравнение связи между температурами поверхности на концах покрытия, которые в процессе нагрева могут изменяться во времени:

$$t_2(\tau) = \frac{t_1(\tau) + \text{Bi}_2 \cdot t_{\text{ж}}}{1 + \text{Bi}_2}, \quad (5)$$

где $\text{Bi}_2 = \alpha_2 \cdot \delta / \lambda_2$ – число Био для покрытия; $\alpha_2 = \zeta \cdot \alpha$ – коэффициент теплоотдачи, учитывающий кривизну поверхности покрытия, Вт/(м² · К).

Составим граничное условие III рода для первого (основного) тела при $r = R_1$ с учётом уравнений (4) и (5):

$$\lambda_1 \left. \frac{\partial t}{\partial r} \right|_{r=R_1} = q_n = q_2 \cdot \zeta = \alpha \cdot \zeta \cdot (t_{\text{ж}} - t_2) = \alpha_3 \cdot (t_{\text{ж}} - t_1), \quad (6)$$

где $\alpha_3 = \zeta \cdot \alpha / (1 + \text{Bi}_2)$ – эквивалентный коэффициент теплоотдачи, учитывающий наличие тонкого покрытия на поверхности тела.

Решения для расчёта процессов конвективного нагрева сферических тел при граничных условиях (6) известны и имеют, например, согласно [3] следующий вид:

$$\theta(X, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n(\mu_n) \cdot \frac{\mu_n}{\mu_n \cdot X} \cdot \frac{\sin(\mu_n X)}{\sin \mu_n} \cdot e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (7)$$

где $X = r/R_1$ – относительная координата; $\theta = (t(r, \tau) - t_{ж}) / (t_0 - t_{ж})$;

$Fo = a \cdot \tau / R_1^2$ – число Фурье; $P_n(\mu_n) = A_n(\mu_n) \cdot \frac{\sin \mu_n}{\mu_n} \equiv \frac{2 \cdot Bi}{Bi^2 - Bi + \mu_n^2}$;

$A_n = \frac{2 \cdot (\sin \mu_n - \mu_n \cos \mu_n)}{\mu_n - \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n}$; μ_n – корни трансцендентного уравнения:

$$\operatorname{ctg} \mu_n = \frac{1 - Bi}{\mu_n}. \quad (8)$$

Здесь под числом Био следует понимать $Bi = Bi_3 = \alpha_3 \cdot R_1 / \lambda_1$.

Среднемассовая температура шара

$$\theta_{cp} = \int_0^1 \theta(X, Fo) dX = \sum_{n=1}^{\infty} M_n(\mu_n) e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}, \quad (9)$$

где $M_n(\mu_n) = P_n(\mu_n) \cdot 3 \cdot Bi / \mu_n^2$.

Полагая последовательно в уравнении (7) $X = 1$ и $X = 0$, получим:

температуру на поверхности $\theta_n(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}$ (10)

и в центре шара $\theta_{ц}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n(\mu_n) \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot Fo}$. (11)

При числах Фурье $Fo < 0,3$ наступает квазистационарный режим нагрева и в формулах (7) – (11) можно ограничиться одним членом ряда. В работе [3] получено решение для расчёта корней уравнения (8). Первый корень

$$\mu_1^2 = D/\gamma \approx 3 \cdot Bi/m, \quad (12)$$

где $m = (1 + Bi/5)$ – коэффициент термической массивности тела; $\gamma = (1 + \sqrt{1 + 4 \cdot \rho})/2 \approx 1 + \rho$; $D = 3 \cdot Bi/m$; $\rho = D^2/525$.

Время нагрева тела τ_n до заданной температуры на поверхности $t_{п.з.}$ (например, $t_{п.з.} = 100$ °С – начало кипения) можно найти из уравнения (10) после логарифмирования:

$$Fo_n = \frac{1}{\mu_1^2} \ln \frac{P_1}{\theta_{п.з.}}, \quad (13)$$

где $\theta_{п.з.} = (t_{п.з.} - t_{ж}) / (t_0 - t_{ж})$. При малых числах Био ($Bi < 0,2$) $P_1 \approx 1 - Bi/5$.

Температура в центре шара в момент времени Fo_H

$$\theta_{\text{ц}}(Fo_H) = P_1 \cdot \frac{\mu_1}{\sin \mu_1} \cdot e^{-\mu_1^2 \cdot Fo} = \theta_n \cdot \frac{\mu_1}{\sin \mu_1} \equiv \theta_{\text{п.з.}} \cdot \frac{\mu_1}{\sin \mu_1}. \quad (14)$$

Размерные температуры: $t_n = t_{\text{ж}} + (t_0 - t_{\text{ж}}) \cdot \theta_{\text{п}}$ и $t_{\text{ц}} = t_{\text{ж}} + (t_0 - t_{\text{ж}}) \cdot \theta_{\text{ц}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$

Наружная температура поверхности покрытия в любой момент времени определяется по уравнению (5) при известной температуре поверхности основного тела $t_1(\tau) = t_n(\tau)$, а в момент τ_H :

$$t_2(\tau_H) = \frac{t_{\text{п.з.}} + Bi_2 \cdot t_{\text{ж}}}{1 + Bi_2}. \quad (15)$$

Относительный тепловой поток при известной из уравнения (10) температуре поверхности $t_1(\tau)$ получим из граничного условия (6), а именно:

$$Q(Fo) = q_n \cdot R_1 / (\lambda_1(t_{\text{ж}} - t_0)) = Bi \cdot \theta_n(Fo). \quad (16)$$

Следует отметить, что полученные решения справедливы не только для расчёта процесса нагрева двухслойного шара, но и при его охлаждении.

Выводы

В предположении линейности температуры в тонком слое покрытия получены аналитические решения по расчёту температурного поля двухслойного шара и теплового потока на его поверхности.

Список литературы

1. Павленко А.М., Климов Р.А., Басок Б.И. Развитие методов гидротермичной гомогенизации // Промышленная теплотехника – 2005. – Т. 27. – № 4. – С. 64 – 71.
2. Исаченко В.П., Осипов В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
3. Горбунов А.Д., Гольдфарб Э.М. Нахождение корней трансцендентных уравнений в задачах теплопроводности шара при неоднородных граничных условиях // Изв. вузов. Чёрная металлургия. – 1984. – № 2. – С. 79 – 83.

Рукопись поступила 05.04.2007 г.

Горбунов А.Д. – д-р техн. наук, проф., ДГТУ
Глущенко Е.Л. – канд. техн. наук, доц., ДГТУ
Парфёнов А.И. – канд. техн. наук, доц., ДГТУ

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ МАТЕРИАЛОВ ПО РАДИУСУ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ В ВИДЕ КВАДРАТИЧНОЙ ПАРАБОЛЫ

Предложены и проанализированы решения по расчёту радиального распределения температур с целью определения оптимального хода печи. Методика позволяет теоретически обосновать выбор рационального хода печи, который соответствует положению минимума изотермы на расстоянии одной четверти радиуса печи от её боковой поверхности.

Постановка проблемы

В теории и практике доменной плавки распределение материалов и газов по окружности и радиусу доменной печи играет важную роль. От правильного определения радиального распределения температур зависит и выбор хода печи, что в свою очередь, оказывает определяющее воздействие на выбор наиболее эффективного режима работы печи.

Анализ последних достижений и публикаций

Как известно из [1 – 3] распределение шихты и газов чаще всего неравномерное. Это обуславливается периферийным подводом дутья, меньшим сопротивлением движению газов вдоль стен печи, увеличением объёма печей путём расширения поперечных размеров, неодинаковой высотой зоны когезии. В работе [4] приводятся уравнения для определения температур шихты и газа по параболическим зависимостям. Однако, в работе не указывается, по какой методике и по какому принципу были определены коэффициенты уравнений.

Постановка задачи

Покажем в данной работе, что распределение температуры по радиусу печи напрямую связано с ходом печи – периферийный, центральный и т.д. Этот фактор является определяющим при выборе рациональных (оптимальных) режимов доменной плавки.

Рассмотрим радиальное распределение температур в выбранной зоне доменной печи. Для простоты анализа ограничимся простой параболической зависимостью.

Изложение основных материалов исследования

В качестве исходных данных зададим следующие параметры: \bar{t} – средняя по радиусу температура материалов; t_{\min} или t_m – минимальная температура в изотермически-вюститной зоне и положение точки минимума $R_m = R_{\min}$, имеющей температуру t_m . Здесь и далее под температурой будем понимать температуру шихты.

Зададимся радиальным распределением температуры в виде квадратичной параболы, подобно тому как это было сделано в работе [4]:

$$t(R) = A \cdot R^2 + B \cdot R + C, \quad (1)$$

где $R = r/D$ – относительный радиус; r – текущий радиус, м; D – диаметр печи, м; A, B, C – коэффициенты аппроксимации, имеющие размерность температуры, °С.

Нашей задачей будет определение коэффициентов A, B, C в зависимости от хода печи.

Положение точки минимума найдём из уравнения (1) путём дифференцирования по радиусу и приравнивания производной нулю:

$$\frac{dt}{dR} = 2A \cdot R + B = 0, \text{ откуда } R_{\min} = -\frac{B}{2A}. \quad (2)$$

Если величиной R_m будем задаваться, то из последнего соотношения можно найти первое уравнение связи между коэффициентами A, B и C :

$$B = -2A \cdot R_m. \quad (3)$$

Используем понятие средней по массе M температуры

$$\bar{t} = \frac{1}{M} \int t(r) dM = \frac{1}{\rho \cdot V} \int t(r) \cdot \rho \cdot dV. \quad (4)$$

Принимая плотность, не меняющейся по радиусу, $\rho = \text{const}$ и учитывая, что объём сплошного цилиндра радиусом R и высотой H равен $V = \pi \cdot R^2 \cdot H$. Тогда среднеинтегральная температура:

$$\bar{t} = \frac{1}{\rho \cdot \pi \cdot R^2 \cdot H} \cdot \int_0^R t(r) \cdot \rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot H dr = \frac{2}{R^2} \int_0^R t(r) \cdot r dr. \quad (5)$$

Заметим, что для полого цилиндра с внутренним радиусом R_1 и наружным R_2 , средняя температура запишется в виде:

$$\bar{t} = \frac{2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \int_{R_1}^{R_2} t(r) \cdot r dr. \quad (6)$$

Подставляя распределение температур из уравнения (1) в соотношение (5) и производя интегрирование, получим:

$$\bar{t} = \frac{2}{R^2} \int_0^{R_0} (A \cdot R^2 + B \cdot R + C) \cdot R dR = \frac{A}{8} + \frac{B}{3} + C, \quad (7)$$

где $R_0 = 0,5$ – безразмерный радиус внутренней поверхности печи.

Третье соотношение получим из условия, что при $R = R_{\min}$ температура равна заданной минимальной $t(R_m) = t_m$.

Подставляя R_m из (2) в уравнение (1), получим:

$$t_m = A \cdot \left(\frac{-B}{2 \cdot A} \right)^2 + B \cdot \left(\frac{-B}{2 \cdot A} \right) + C. \quad (8)$$

Таким образом, для определения трёх неизвестных A , B , C имеется три уравнения (3), (7) и (8).

Перепишем уравнение (8) в виде

$$B^2 = 4 \cdot A \cdot (C - t_m). \quad (9)$$

Подставляя (3) в (9), получим

$$A = \frac{C - t_m}{R_m^2} \quad \text{или} \quad C = t_m + A \cdot R_m^2. \quad (10)$$

Теперь подставим B из (3) и C из (10) в уравнение для средней температуры (7) и получим:

$$\bar{t} = \frac{A}{8} + \frac{B}{3} + C = \frac{A}{8} + \frac{(-2 \cdot A \cdot R_m)}{3} + t_m + A \cdot R_m^2,$$

откуда $A = \delta t / \sigma_0$, (11)

где $\delta t = (\bar{t} - t_m)$ – заданная разность температур, °C;
 $\sigma_0 = 1/8 - 2 \cdot R_m/3 + R_m^2$.

При известном коэффициенте A из уравнения (3) легко находится B , а из (10) – коэффициент C .

Температура на оси печи, т.е. в центре при $R = 0$, согласно уравнению (1) $t_{\text{ц}} = C$. Температуру на периферии, т.е. на поверхности, также получим из соотношения (1), но уже при $R = 0,5$.

$$t_n = t(0,5) = \frac{A}{4} + \frac{B}{2} + C. \quad (12)$$

Представляет определённый интерес определение координаты \bar{R} , при которой текущая температура равна средней

$$t(\bar{R}) = \bar{t}, \quad \text{т.е.} \quad A \cdot \bar{R}^2 + B \cdot \bar{R} + C = \frac{A}{8} + \frac{B}{3} + C.$$

После сокращения C и подстановки B из (3), решая квадратное уравнение $\bar{R}^2 - 2 \cdot R_m \cdot \bar{R} - \frac{3 - 16 \cdot R_m}{24} = 0$, получим:

$$\bar{R} = R_m \left(1 \pm \sqrt{1 + (3 - 16 \cdot R_m) / (24 \cdot R_m^2)} \right). \quad (13)$$

Если $R_m = 0$, то $\bar{R}_1 = 0$.

Для того, чтобы произвести построение графической зависимости, необходимо определить температуру в середине радиуса печи при $R_{\text{сер}} = 0,25 = 1/4$. Полагая в (1) $R = 1/4$, получим:

$$t_{\text{сер}} = t(1/4) = \frac{A}{16} + \frac{B}{4} + C = t_m + \left(\frac{1}{16} - R_m (R_0 - R_m) \right) \cdot A. \quad (14)$$

Для уменьшения числа переменных и упрощения полученных зависимостей введём относительную температуру

$$\theta(R) = \frac{t(r) - t_m}{\bar{t} - t_m}, \quad (15)$$

то есть отсчёт температуры будем вести от минимальной температуры t_m .

Подставляя в распределение (1) коэффициент A из уравнения (11), B – из (3) и C – из соотношения (10), получим распределение относительной температуры вдоль радиуса печи

$$\theta(R) = \frac{(R - R_m)^2}{\sigma_0}. \quad (16)$$

Основные характерные безразмерные температуры легко могут быть определены из уравнения (16). Полагая в нём последовательно текущий радиус $R = 0, 1/4$ и $1/2$, получим безразмерную температуру в

центре $\theta_{\text{ц}} = \frac{R_m^2}{\sigma_0}$, в середине $\theta_{\text{сер}} = \frac{1/16 - R_m \cdot (R_0 - R_m)}{\sigma_0}$ и на по-

верхности печи $\theta_{\text{п}} = \frac{(R_0 - R_m)^2}{\sigma_0}$.

Задавая значения радиуса положения минимальной температуры в следующих характерных точках $R_m = 0, 1/8, 1/2, 1/3, 1/6, 3/8, 1/4$, были получены результаты, которые приведены в табл. 1.

В случае $R_m = 0, 1/8, 1/6$ будет центральный и почти центральный ход печи, при $R_m = 1/4$ и $1/3$ – средний и почти средний, а при $R_m = 1/2$ и $3/8$ – периферийный и почти периферийный ход печи.

По данным табл. 1 были построены графические зависимости, изображённые на рис. 1 и 2.

Дифференцируя температуру центра, т.е. уравнение (10) по R_m и приравнявая производную нулю, было получено, что значение $R_{m,t_{\text{ц}}} = 3/8$ даёт самое максимальное значение температуры центра печи $\theta_{\text{ц,max}} = \theta_{\text{ц}}(3/8) = 9$.

Таблица 1

Зависимость коэффициентов A , B и C радиального распределения температур, характерных относительных температур в центре (θ_{Π}), посередине ($\theta_{\text{ср}}$), на поверхности ($\theta_{\text{ц}}$) и \bar{R} от хода печи

№ п/п	R_m	$A/\delta t$	$-B/\delta t$	$\theta_{\text{ц}}$	$\theta_{\text{ср}}$	$\theta_{\text{п}}$	\bar{R}
1	0	8	0	0	1/2	2	$\sqrt{1/8}$ (0,35)
2	1/8	192/11	48/11	3/11	3/11	27/11	$\frac{1}{8}(1 + \sqrt{11/3})$ (0,36)
3	1/2	24	24	6	3/2	0	$\frac{1 - \sqrt{1/6}}{2}$ (0,296)
4	1/3	72	48	8	1/2	2	$\frac{1}{3}(1 \pm \sqrt{1/8})$ (0,45 0,215)
5	1/6	24	8	2/3	1/6	8/3	$\frac{1}{6}(1 + \sqrt{3/2})$ (0,371)
6	3/8	64	48	9	1	1	0,5 0,25
7	1/4	48	24	3	0	3	$\frac{1}{4}(1 \pm \sqrt{1/3})$ (0,39 0,11)

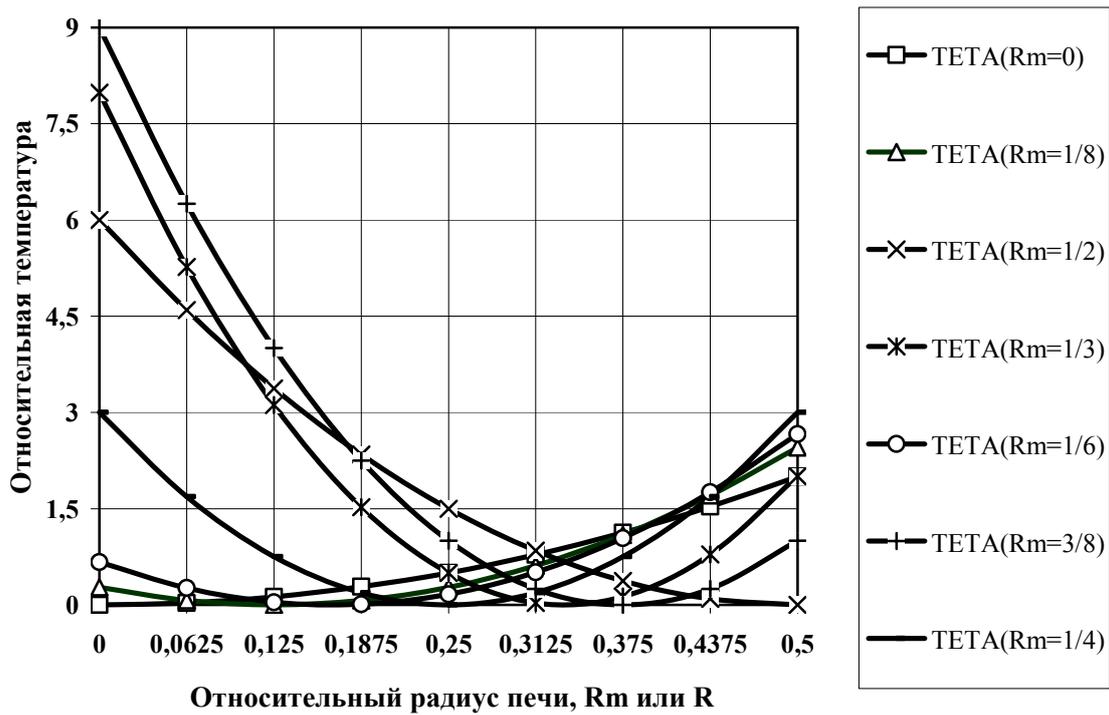


Рис. 1. Распределение относительных температур по радиусу в зависимости от хода печи

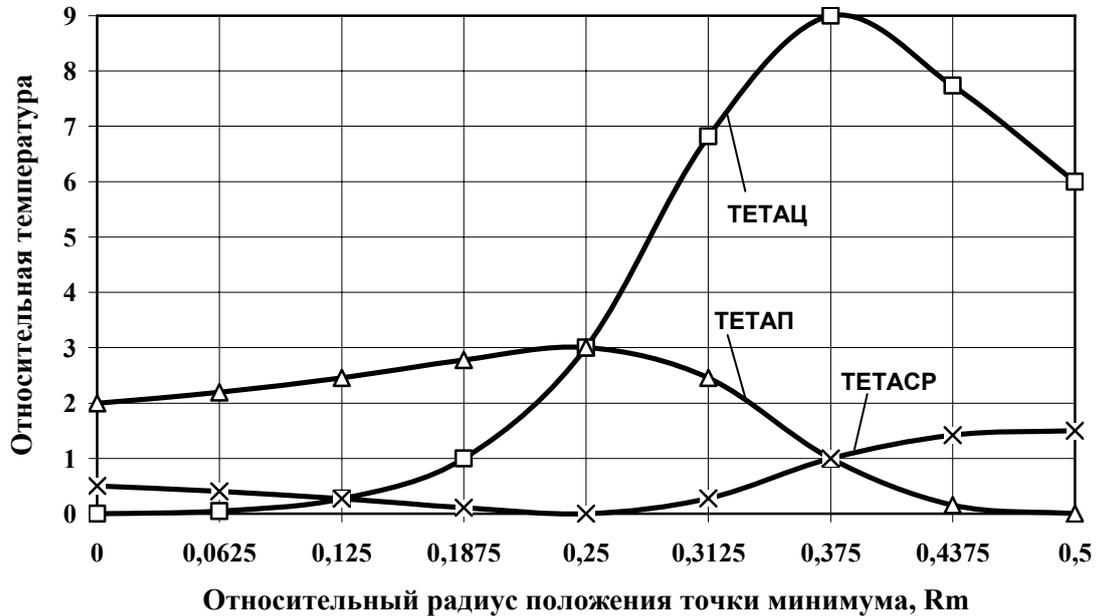


Рис. 2. Зависимость относительных температур поверхности (TETAП), в середине (TETАСР) и центре (TETAЦ) от положения точки минимума

Аналогичные выкладки над уравнением (12) дают значение $R_{m.t_{п}}=1/4$ – самое максимальное значение температуры на поверхно-

сти печи $\theta_{\text{п. max}} = \theta_{\text{п}}(1/4) = 3$. Для середины печи, используя уравнения (14), было получено $R_{\text{m.t}_{\text{cp}}} = 1/2$ и $\theta_{\text{cp. max}} = 3/2$.

Из этого следует вывод, что распределение материалов должно быть таким, чтобы положение минимальной температуры R_{min} приходилось на $3/8$ радиуса печи (почти центральный ход печи). Из экспериментальных данных [4, 5] известно, что доменная печь работает именно в таком режиме. Поэтому можно дать рекомендации: необходимо вести процесс доменной плавки, чтобы $R_{\text{min}} = 3/8$ или $R_{\text{m}} = 3/4$ от R_0 .

Выводы

Получены зависимости распределения температур по радиусу доменной печи, что является весомым фактором при определении хода печи. С помощью этой методики были теоретически определены максимальные значения температур в центре и на поверхности печи при фиксированных значениях относительного радиуса печи $R = 3/8$ и $R = 1/4$, соответственно. Этот факт подтверждается экспериментальными данными.

Список литературы

1. Большаков В.И. Теория и практика загрузки доменных печей. – М.: Металлургия, 1990. – 256 с.
2. Работа доменной печи с переменной рудной нагрузкой / Похвиснев А.Н., Курунов И.Ф., Шатлов В.А. и др. // Бюл. ин-та Черметинформация. – 1977. – № 12. – С. 40 – 42.
3. Парфёнов А.И., Мусиенко К.А., Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л. Определение показателей и параметров доменной плавки расчётно-аналитическим способом // Теория и практика металлургии. – 2005. – № 3 (47). – С. 3 – 7.
4. Логинов В.И., Парфёнов А.И., Мусиенко К.А. Технико-экономические возможности доменной плавки в условиях достижения равновесного состояния восстановления оксидов железа // Известия вузов. Чёрная металлургия. – 1988. – № 10. – С. 13 – 17.
5. Китаев Б.И., Ярошенко Ю.Г., Лазарев Б.Л. Теплообмен в доменной печи. – М.: Металлургия, 1966. – 355 с.

Рукопись поступила 05.04.2007 г.

Грес Л.П. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Быстров А.Е. – аспирант, НМетАУ

Флейшман Ю.М. – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ НА ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА В НАСАДКЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

В работе представлены методика и результаты теоретического анализа работы доменного воздухонагревателя при повышенной скорости теплоносителей. Исследование выполнено применительно к существующему воздухонагревателю № 20 доменной печи № 5 металлургического комбината им. Ильича при различных значениях тепловой мощности.

Введение

Современные высокотемпературные воздухонагреватели (ВН) имеют значительные габариты и, следовательно, высокую стоимость.

Повышение скорости теплоносителей в насадке и температуры дымовых газов на выходе из неё является резервом интенсификации теплообмена в доменных воздухонагревателях. Это позволит либо повысить температуру нагреваемого дутья, либо уменьшить размеры воздухонагревателя при сохранении заданных параметров дутья. Кроме этого повышение температуры и скорости дымовых газов, отходящих из воздухонагревателя, открывает широкие возможности эффективной утилизации теплоты для подогрева воздуха и газа, идущих на горение в воздухонагреватель [1]. Последнее мероприятие позволит отапливать воздухонагреватели только доменным газом, исключив природный газ (10 – 15 млн. м³/год).

В доменном производстве, наряду с программой модернизации доменных печей, увеличением их полезного объёма, ведётся модернизация воздухонагревателей. Сегодня на металлургических предприятиях Украины в эксплуатации находятся более 100 воздухонагревателей, требующих коренной модернизации. Производственно-хозяйственное объединение «Металлургпром» уже рассмотрело комплексную программу, включающую создание отечественной конструкции новых воздухонагревателей. Увеличение теплопроизводительности воздухонагревателей достигается, как правило, увеличением поверхности нагрева за счёт использования новых насадок про-

грессивной формы. Но этот метод дорогостоящий, и не всегда имеется возможность его реализовать. В таком случае, можно воспользоваться интенсификацией и оптимизацией тепловых процессов в воздухонагревателе, т.е. увеличить количество передаваемого тепла за единицу времени за счёт увеличения скорости газообразной среды.

Постановка задачи

Для оценки влияния скорости теплоносителей на параметры теплообмена в насадке рассмотрены различные способы эксплуатации воздухонагревателя с увеличенным расходом природно-доменной смеси.

Объектом исследования являлся воздухонагреватель № 20 доменной печи № 5 МК им. Ильича (г. Мариуполь). Данный воздухонагреватель имеет встроенную камеру горения и насадку высотой 41 м с размером ячеек 45×45 мм и толщиной кирпича 40 мм. Расход дутья составляет $4000 \text{ м}^3/\text{мин}$, температура нагрева дутья – $1200 \text{ }^\circ\text{C}$. Воздухонагреватели работают в последовательном режиме. Продолжительность периода нагрева – 3,45 ч, а периода дутья – 1,25 ч. По заводским данным воздухонагреватель работает с 1978 года без замены насадки. В декабре 2006 года ВН № 20 был остановлен на капитальный ремонт второго разряда, который предполагает замену всей насадки, на насадку из шестигранных блоков с диаметром ячеек 41 мм.

Расчёт воздухонагревателя состоит из нескольких этапов.

Первый этап – расчёт горения смеси газообразного топлива (доля природного газа – 0,052) для определения количества и состава продуктов сгорания, необходимого количества воздуха, а также калориметрической температуры горения [2]. Принимали коэффициент расхода воздуха $n = 1,3$.

Второй этап – газодинамический расчёт. Потери давления рассчитываются последовательно для каждого расчётного участка воздухонагревателя: горелки (по газовому и воздушному трактам), камеры горения, подкупольного пространства и насадки. При газодинамическом расчёте учитываются местные сопротивления, сопротивления трения, дополнительные потери давления за счёт ускорения потоков и геометрический напор. Коэффициенты (λ_{mp}) трения для насадки рассчитывались по уравнениям [3]:

$$\text{Re} > 1250 \quad \lambda_{mp} = 0,197/\text{Re}^{0.167}; \quad (1)$$

$$\text{Re} \leq 1250 \quad \lambda_{mp} = 72,5/\text{Re}. \quad (2)$$

Вся насадка разбивалась на тридцать, равных по высоте, изотермических (по высоте) зон. Принимали, что усреднённые за период температуры дыма, насадки и дутья по зонам насадки изменяются по прямолинейному закону [3, 4].

На третьем этапе рассчитывались коэффициенты теплоотдачи от дыма к кирпичу насадки, и от насадки к дутью. Общий коэффициент теплоотдачи α складывается из коэффициентов теплоотдачи излучением ($\alpha_{луч}$) и конвекцией ($\alpha_{кон}$).

$$\alpha = \alpha_{луч} + \alpha_{кон}, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (3)$$

$$\alpha_{луч} = C_0 \cdot \varepsilon_z \cdot \frac{\left(\frac{T_{\partial}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{см}}{100}\right)^4}{T_{\partial} - T_{см}}, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (4)$$

где C_0 – коэффициент излучения абсолютно чёрного тела, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; T_{∂} и $T_{см}$ – температуры дыма и стенки кирпича, К ; ε_z – степень черноты газа.

В период дутья теплообмен между поверхностью насадки и проходящим воздухом осуществляется только за счёт конвекции, так как воздух не содержит излучающих газов (пренебрегаем содержанием влаги в дутье).

Величина коэффициента теплоотдачи конвекцией зависит от характера движения газовой среды по каналам насадки [3]:

$$\text{Re} > 4260, \quad \alpha_{кон} = 0,0218 \cdot (\lambda/d_s) \cdot \text{Re}^{0,8}; \quad (5)$$

$$1700 \leq \text{Re} < 4260, \quad \alpha_{кон} = 2,95 \cdot 10^{-4} \cdot (\lambda/d_s) \cdot \text{Re}^{1,31}; \quad (6)$$

$$\text{Re} < 1700, \quad \alpha_{кон} = 1,83 \cdot (\lambda/d_s) \cdot \text{Re}^{0,14}. \quad (7)$$

Заключительный, четвёртый этап – расчёт коэффициента теплопередачи (χ) для эквивалентного рекуператора, в зависимости от граничных условий [4]:

– верх насадки (около трёх метров)

$$\frac{1}{\chi} = \frac{m'}{\alpha' \cdot \Delta\tau'} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot c \cdot r} \cdot \text{cth} \frac{\alpha \cdot \Delta\tau}{2 \cdot m \cdot r \cdot \rho \cdot c}; \quad (8)$$

– средние слои насадки

$$\frac{1}{\chi} = \frac{m'}{\alpha' \cdot \Delta\tau'} + \frac{m}{\alpha \cdot \Delta\tau}; \quad (9)$$

– низ насадки (около трёх метров)

$$\frac{1}{\chi} = \frac{m}{\alpha \cdot \Delta\tau} + \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot c \cdot r} \cdot \text{cth} \frac{\alpha' \cdot \Delta\tau'}{2 \cdot m' \cdot r \cdot \rho \cdot c}, \quad (10)$$

где $m = 1 + \alpha \cdot r / (3\lambda)$ и $m' = 1 + \alpha' \cdot r / (3\lambda)$ – коэффициенты массивности в периоды нагрева и дутья; α и α' – общие коэффициенты теплоотдачи в периоды нагрева и дутья, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta\tau$ и $\Delta\tau'$ – продолжительность периодов нагрева и дутья, с ; r – эквивалентная толщина стенки канала, м ; λ , ρ , c – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$ и средняя теплоёмкость, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ материала насадки.

Значения этих величин рассчитываются в зависимости от температуры [5].

Анализ полученных результатов

На основании результатов расчётов по приведенному алгоритму построены зависимости: гидравлического сопротивления на пути от входа в горелку до выхода из насадки (рис. 1) и коэффициента теплоотдачи от дыма к насадке (рис. 2) для режима нагрева воздухонагревателя. Также построены зависимости коэффициента теплопередачи по высоте насадки от скорости горячего теплоносителя (рис. 3).

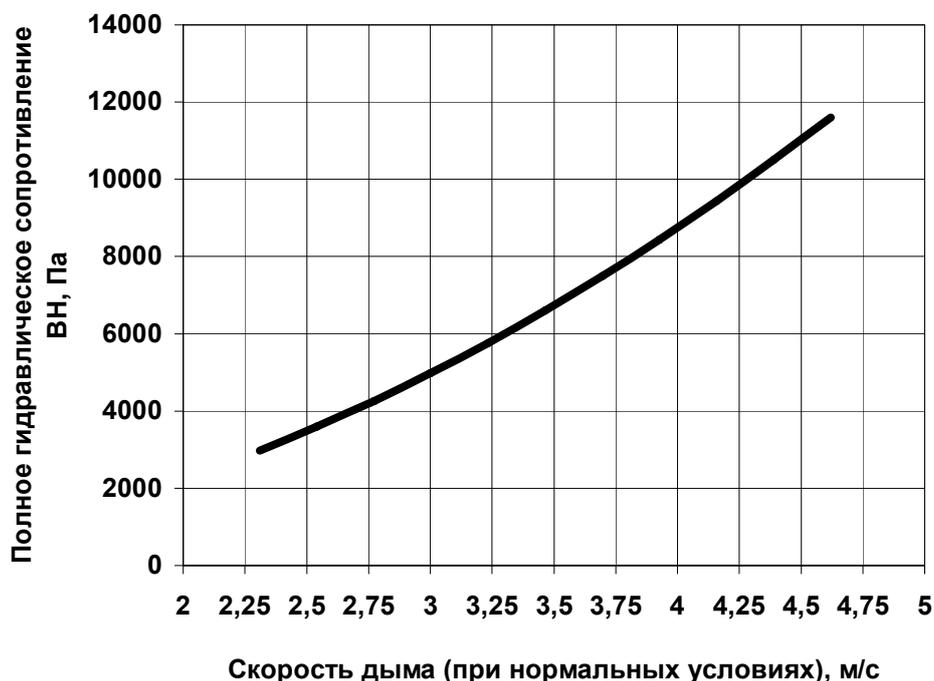


Рис. 1. Зависимость гидравлического сопротивления воздухонагревателя от скорости дыма

Как известно, теплообмен в насадке воздухонагревателя проходит при различных граничных условиях. Верхние ряды в период нагрева и нижние ряды в период дутья работают при граничных условиях третьего рода (постоянная температура входящей газообразной среды), а остальная часть насадки – при граничных условиях второго рода (постоянный тепловой поток). Этот известный факт и обуславливает резкие переходы на кривой, характеризующей зависимость коэффициента теплопередачи по высоте насадки. Также видно небольшое искривление линии в области 11 – 12 метров по высоте насадки. Это переходная область, в которой заканчиваются диасовые блоки, а затем начинаются шамотные.

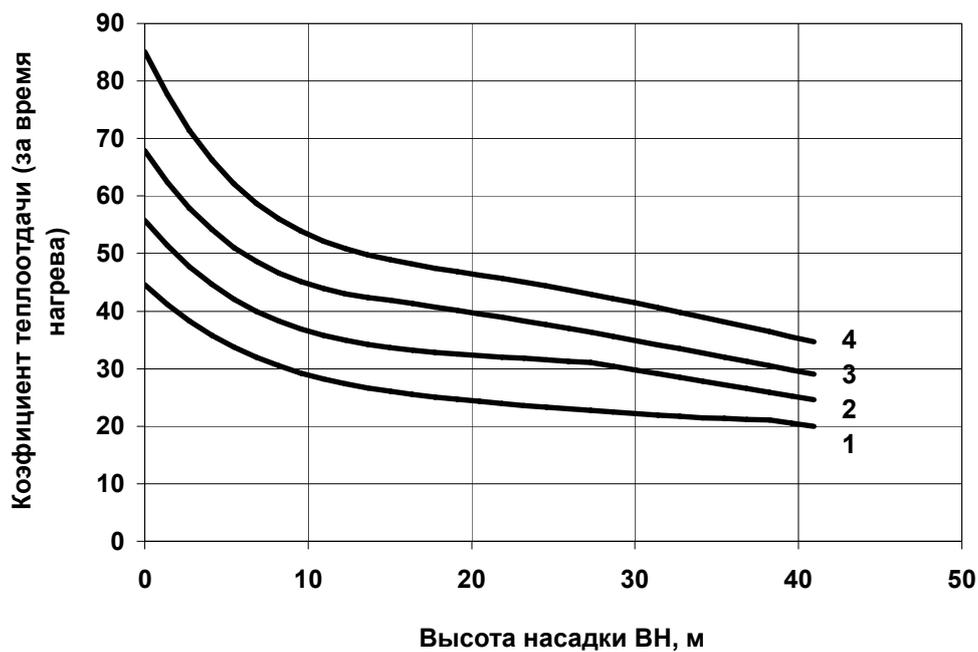


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от дыма к насадке воздухонагревателя от скорости дыма:
 1 – $W_\delta = 2,31$ м/с; 2 – $W_\delta = 3,0$ м/с;
 3 – $W_\delta = 3,7$ м/с; 4 – $W_\delta = 4,62$ м/с

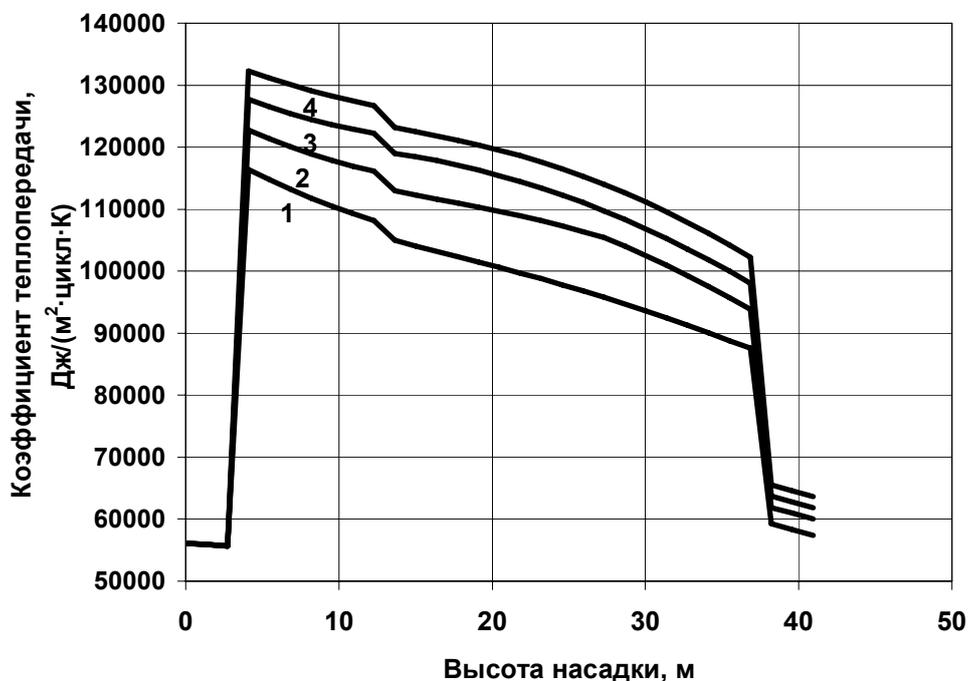


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплопередачи насадки воздухонагревателя за цикл:
 1 – $W_\delta = 2,31$ м/с; 2 – $W_\delta = 3,0$ м/с;
 3 – $W_\delta = 3,7$ м/с; 4 – $W_\delta = 4,62$ м/с

В целом, увеличение расхода продуктов горения при неизменной температуре газов под куполом существенно влияет на параметры теплообмена в насадке. Это связано с тем, что повышается количество теплоты, передаваемое от дыма к насадке за счёт конвекции, в то время как лучистая составляющая теплообмена практически не изменяется.

Но при этом значительно возрастает величина гидравлического сопротивления воздухонагревателя. Например, при расходе топлива $10 \text{ м}^3/\text{с}$ (скорость дыма – $2,31 \text{ м/с}$) полное гидравлическое сопротивление составляет 3000 Па . При удвоенном расходе топлива $20 \text{ м}^3/\text{с}$ (скорость дыма – $4,62 \text{ м/с}$) полное гидравлическое сопротивление возрастает почти в четыре раза и составляет 11600 Па .

Выводы

1. Проведен анализ работы воздухонагревателя при повышенной скорости горячего теплоносителя.
2. Перевод воздухонагревателя на работу с форсированным расходом топлива возможен только при условии повышения давления газа и воздуха перед горелкой.

Список литературы

1. Кошельник В.М. Исследование работы регенеративных воздухонагревателей с повышенными скоростями теплоносителей: Автореферат диссертации канд. техн. наук: ХПИ – Харьков, 1981. – 20 с.
2. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Теоретические основы металлургической теплотехники: Учебное пособие для вузов. – Днепропетровск: Пороги, 2002. – 226 с.
3. Доменные воздухонагреватели / Шкляр Ф.Р., Малкин В.М., Каштанова С.П. и др. – М.: Металлургия, 1982. – 176 с.
4. Грес Л.П. Энергосбережение при нагреве доменного дутья: Монография. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – 209 с.
5. Казанцев Е.И. Промышленные печи (справочник). – М.: Металлургия, 1975. – 366 с.

Рукопись поступила 17.04.2007 г.

Грес Л.П. – д-р. техн. наук, проф., НМетАУ

Миленина А.Е. – мл. научн. сотр., НМетАУ

Щурова Н.И. – ст. препод., НМетАУ

АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДАВЛЕНИЯ НАСЫЩЕНИЯ ВОДЯНОГО ПАРА ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИ РАСЧЕТАХ ТЕМПЕРАТУР ПОДОГРЕВА КОМПОНЕНТОВ ГОРЕНИЯ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ДОМЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Проведен численный анализ зависимостей давления насыщения водяного пара от температуры для численных расчетов на ЭВМ влажностного содержания газа. Выбрана зависимость для расчета давления насыщения водяного пара, дающая минимум относительной погрешности аппроксимации табличных данных. Уточнены коэффициенты выбранной формулы для диапазона изменения температур ($-20 - +35$ °С) влажного газа.

Введение

В настоящее время в связи с использованием оборотного цикла водоснабжения в системе очистки доменного газа, дефицитом воды из водоемов, неудовлетворительной работой градирен температура чистого доменного газа, идущего на отопление большинства воздухонагревателей, возросла до $40 - 60$ °С. Доменный газ, поступающий на горение в воздухонагреватель, имеет избыточное давление порядка $4905 - 9810$ Па ($500 - 1000$ мм.вод.ст.). Следовательно, влажностное содержание доменного газа соответствует состоянию насыщения водяных паров при конечной температуре охлаждения доменного газа $40 - 60$ °С и его давлении, характерных для данного металлургического комбината.

Теплота сгорания доменного газа не обеспечивает заданную температуру под куполом воздухонагревателя ($1300 - 1400$ °С), поэтому его обогащают природным газом ($3 - 6$ %).

При исследовании возможности сокращения доли либо полного исключения природного газа при отоплении воздухонагревателей доменной печи за счет утилизации теплоты отходящих дымовых газов необходимо выполнение большого количества расчетов температур подогрева доменного газа и воздуха горения. В выполняемых расчетах необходимо учитывать изменения влажностного содержания доменного газа и воздуха горения.

Постановка задачи

В [1], [2] при расчетах горения топлива принимают влажность доменного газа $30-35 \text{ г/м}^3$. При расчетно-теоретическом обосновании уровня температур доменного газа, проведенного в [3], влагосодержание доменного газа определяют по таблицам влагосодержания воздуха.

В [4], [5] указывается, что влагосодержание доменного газа и влажного воздуха существенно отличаются друг от друга. Использование таблиц влагосодержания воздуха и $I-d$ диаграммы влажного воздуха при расчетах влагосодержания доменного газа является недопустимым, так как они составлены для иного химического состава газовой смеси и только при атмосферном давлении.

В [4] приводится методика расчета влагосодержания доменного газа и $I-d$ диаграмма влажного доменного газа для давлений 0,1, 0,2 и 0,3 МПа в интервале температур $0-400 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом зависимость давления насыщения водяного пара от температуры учитывается формулой

$$P_{\Pi} = P_{\text{кр}} \cdot \exp \sum_{v=0}^{11} K_v \cdot T_v(U), \quad (1)$$

где $U = 1,7109 - 2,3563 \cdot (T_{\text{кр}}/T - 0,95)^{0,4}$; $T_v(U)$ – полином Чебышева степени v ; $P_{\text{кр}}$ и $T_{\text{кр}}$ – критические значения давления и температура; K_v – опытный коэффициент.

В [6] указывается, что влагосодержание доменного газа может достигать 200 г/м^3 .

Приведенная в [4] $I-d$ диаграмма влажного доменного газа не учитывает изменение состава доменного газа. Для диапазонов изменения температуры и давления доменного газа, характерных для условий воздухонагревателей доменных печей, данная диаграмма имеет недостаточную точность определения влагосодержания доменного газа. Расчет давления насыщения водяного пара по (1), предложенный в [4], является неоправданно громоздким.

Погрешность в 10 % при вычислении давления насыщенного водяного пара приводит к погрешности в 11,5 % при определении влагосодержания доменного газа, от которого, в конечном счете, зависят температуры подогрева компонентов горения при утилизации теплоты отходящих от воздухонагревателей дымовых газов.

Таким образом, для определения необходимого уровня подогрева компонентов горения требуется определение влагосодержания доменного газа с большей точностью, чем по $I-d$ диаграмме, приведенной в [4]. При этом зависимость давления насыщения водяного пара от температуры следует учитывать более простой формулой, полученной при аппроксимации табличных данных с минимумом относительной погрешности.

Состояние вопроса

В литературе предложено большое число уравнений, определяющих зависимость давления насыщения пара от температуры. Эти уравнения, как правило, являются видоизменениями уравнения Клаузиуса-Клапейрона, отличаются способом интегрирования, разными приемами учета неидеальности паровой фазы. Большинство методов расчета и корреляции давления пара от температуры изложены в монографии [7].

Среди многих уравнений особенно широкое применение получило уравнение Антуана [7]:

$$\ln P(T) = A - \frac{B}{T + C}, \quad (1)$$

где T – температура °К, P – давление, мм. рт. ст., A , B , C – коэффициенты, применяемые в определенном интервале температур. Так, для воды в интервале температур 284 – 441 °К (11 – 168 °С) согласно [7] имеем $A = 18,3036$, $B = 3816,44$, $C = -46,13$.

Диапазоны применения коэффициентов A , B , C по температуре малы и во многих случаях соответствуют интервалу давлений приблизительно от 1333,3 до 199995 Па (10 – 1500 мм.рт.ст.). Применение уравнения Антуана вне указанных температурных интервалов приводит к увеличению погрешности по сравнению с табличными данными. В случае применения уравнения в широком интервале температур (в несколько десятков градусов) или же при необходимости получения особо точной корреляции для одного и того же соединения пользуются несколькими наборами констант для соответствующих температурных интервалов.

Уравнение Антуана удобно простой математической формой, которая позволяет непосредственно (не итерационно) рассчитывать не только давления пара при заданной температуре, но и температуру кипения при заданном давлении. Константы уравнения Антуана с наибольшей полнотой собраны в [7].

В [8] предложена упрощенная и удобная для расчетов формула, полученная из уравнения Клаузиуса-Клапейрона:

$$\ln P(T) = C - \frac{E}{T} \quad (2)$$

или

$$\ln P(T) = A - \frac{B}{T}, \quad (3)$$

где T – температура, °К; P – давление насыщения, мм.рт.ст.; C , E , A , B – коэффициенты.

Согласно (2) и (3) коэффициенты C , E , A , B связаны зависимостями

$$C = 2,3 \cdot A, \quad E = 2,3 \cdot B. \quad (4)$$

Значения коэффициентов A и B приведены в справочной литературе [9]. В таблице 1 приведены значения констант A и B для воды.

Таблица 1
Значения констант A и B в уравнении (4)

Вещество	Температурный интервал, °С	A	B
Вода	-20 – +160	9,1513	2317,7
	20 – 100	8,8444	2224,4

Разрешая (3), (4) относительно T , получим следующие зависимости

$$T = \frac{E}{C - \ln P}, \quad T = \frac{B}{A - \lg P}. \quad (5)$$

В [10] для диапазона изменения температуры от -25 °С – $+70$ °С предложена зависимость давления насыщения от температуры в виде

$$P = a \cdot e^{b_3 \cdot t^3 + b_2 \cdot t^2 + b_1 \cdot t}, \quad (6)$$

где P – давление насыщения, Па; t – температура, °С. Константы в (6) принимают значения

$$\begin{aligned} a &= 0,6169 \cdot 10^{-2}, & b_1 &= 0,734 \cdot 10^{-1}, \\ b_2 &= -0,3073 \cdot 10^{-3}, & b_3 &= 0,9011 \cdot 10^{-6}. \end{aligned} \quad (7)$$

Во всем указанном диапазоне применения формулы (6) согласно [10] относительная погрешность не превосходит 1 %.

В [11] предложено специальное квадратное уравнение в неявной форме, описывающее линию насыщения воды. Уравнение может быть разрешено в явном виде как относительно давления насыщения, так и относительно температуры насыщения. Относительная погрешность вычислений составляет менее 0,01 %. Однако оно требует много операций при вычислениях и программировании.

Результаты исследований

Авторами статьи выполнен численный анализ зависимостей давления насыщения водяного пара от температуры с точки зрения минимума относительной погрешности аппроксимации табличных данных в диапазоне изменения температуры -20 °С – $+60$ °С.

В таблице 2 представлены результаты исследований формул (1), (2), (3), (6). Табличные данные для давления насыщения для диапазона температур $0,001$ – 100 °С взяты из [11], для температур -20 – $0,001$ °С из [10].

Таблица 2

Сравнительный анализ формул для расчета давления насыщения водяного пара

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Температура, °С	Давление насыщения (табличные данные), Па	Давление насыщения по (2.3), Па	Относительная погрешность по (2.3), %	Давление насыщения по (2.4), Па	Относительная погрешность по (2.4), %	Давление насыщения по (2.2), Па	Относительная погрешность по (2.2), %	Относительная погрешность по (2.7), %	Давление насыщения по (2.7), Па	Относительная погрешность по (2.2) с уточненными параметрами, %	Давление насыщения по (2.2) с уточненными параметрами, Па
-20,00	123,569	132,06	-6,8698	132,06	-6,8687			0,9826	124,78	-0,8017	122,58
-15,00	186,62	198,56	-6,3985	198,65	-6,4462			2,2703	190,86	0,4633	187,48
-10,00	285,262	293,96	-3,0499	294,22	-3,1416			0,5684	286,88	-1,2086	281,81
-5,00	421,228	428,88	-1,8164	429,44	-1,9502			0,676	424,08	-1,1028	416,58
0,001	611,2	617,17	-0,9764	618,23	-1,1505			0,94	616,95	-0,8435	606,04
5,00	871,8	876,45	-0,5336	878,31	-0,7466			1,367	883,72	-0,4241	868,1
10,00	1227,1	1229,4	-0,1898	1232,5	-0,4402	1205,4	-1,765	1,6605	1247,5	-0,1357	1225,4
15,00	1704,1	1704,4	-0,019	1709,3	-0,3059	1681,2	-1,344	1,8991	1736,5	0,0987	1705,8
20,00	2336,8	2336,8	0,00206	2344,3	-0,3203	2313,3	-1,004	2,0669	2385,1	0,2634	2343

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
25,00	3166,3	3169,9	-0,115	3181,3	-0,4722	3143,1	-0,733	2,1636	3234,8	0,3585	3177,6
30,00	4241,7	4257,2	-0,3647	4273,8	-0,7562	4219,9	-0,514	2,1985	4335	0,3928	4258,4
35,00	5621,7	5662,8	-0,7319	5686,8	-1,1573	5602,2	-0,347	2,1743	5743,9	0,369	5642,4
40,00	7374,9	7464,3	-1,2128	7498,2	-1,6717	7358,8	-0,218	2,1079	7530,4	0,3037	7397,3
45,00	9581,7	9753,9	-1,7971	9801,1	-2,2894	9569,8	-0,124	2,0127	9774,5	0,2102	9601,8
50,00	12335	12641	-2,4778	12705	-3,0034	12328	-0,06	1,9078	12570	0,1072	12348
55,00	15740	16253	-3,2581	16341	-3,817	15738	-0,011	1,8249	16027	0,0258	15744
60,00	19919	20740	-4,1224	20858	-4,7148	19922	0,0164	1,7792	20273	-0,0192	19915
65,00	25008	26276	-5,0715	26433	-5,6973	25016	0,0311	1,8039	25459	0,0051	25009
70,00	31161	33061	-6,0987	33267	-6,7582	31172	0,0344	1,9275	31762	0,1265	31200
75,00	38548	41325	-7,2042	41592	-7,8976	38561	0,0326	2,1872	39391	0,3817	38695
80,00	47359	51329	-8,3826	51674	-9,1103	47372	0,0264	2,6175	48599	0,8043	47740
85,00	57803	63370	-9,6306	63810	-10,393	57813	0,0176	3,2576	59686	1,4331	58631
90,00	70108	77782	-10,947	78341	-11,744	70114	0,0092	4,1526	73019	2,3123	71729
95,00	84525	94943	-12,326	95647	-13,158	84525	0,0003	5,3484	89046	3,487	87472
100,00	101325	115273	-13,765	116152	-14,633	101317	-0,008	6,8994	108316	5,0106	106402

Как следует из таблицы, минимальную относительную погрешность дают формула Антуана (1) и формула (6) с уточненным параметром a . Хотя коэффициенты в формулах (2), (3) указаны для диапазона $-20 - +160$ °С, относительная погрешность для отрицательных значений температуры составляет 1,8 – 6,8 %, что является неудовлетворительным для расчетов.

В интервале температур $+35 - +55$ °С и $+70 - +100$ °С минимальную относительную погрешность порядка 0,002 – 0,341 дает формула (1) со значениями параметров A, B, C , предложенными в [7].

Относительную погрешность порядка 0,005 – 0,84 в диапазоне температур $0 - 80$ °С дает формула (6). Однако при вычислении температуры кипения по известному давлению насыщения получить функциональную зависимость невозможно и необходимо пользоваться итерационным процессом, что загромождает вычисления.

Для расчетов давления насыщения авторами предложено использовать уравнение Антуана (1). В диапазоне изменения температуры $-20 - +35$ °С с целью минимизации относительной погрешности для формулы (1) определены следующие значения параметров A, B, C :

$$A = 18,987; \quad B = 4199,335; \quad C = -32,694. \quad (8)$$

Минимизацию проводили методом наименьших квадратов. Средняя относительная погрешность в интервале температур $-20 - +35$ °С составляет 0,38 %.

Выводы

Погрешность в 10 % при вычислении давления насыщенного водяного пара приводит к погрешности в 11,5 % при определении влагосодержания доменного газа, которое в конечном счете определяет температуры подогрева компонентов горения при утилизации теплоты отходящих от воздухонагревателей доменных печей дымовых газов.

Выполнен анализ зависимостей давления насыщения водяного пара от температуры с точки зрения минимума относительной погрешности аппроксимации табличных данных в диапазоне изменения температуры -20 °С – $+60$ °С. Для расчетов давления насыщения предложено использовать уравнение Антуана (1).

Предложены уточненные коэффициенты в уравнении Антуана (1) в диапазоне изменения температуры $253 - 308$ °К ($-20 - +35$ °С).

Список литературы

1. Теплотехнические расчеты металлургических печей / Б.И. Китаев, Б.Ф. Зобнин, В.Ф. Ратников и др. – М.: Металлургия, 1970. – 528 с.

2. *Металлургическая теплотехника* / В.А. Кривандин, В.А. Арутюнов, Б.С. Мастрюков и др. – М.: *Металлургия*. – 1986. – 423 с.
3. Сперкач И.Е. Снижение потерь доменного газа на предприятиях черной металлургии // *Проектирование предприятий черной металлургии*. – 1980. – № 16. – С. 43 – 50.
4. Рыжков В.Г., Куклинский В.В. О диаграмме состояния влажного доменного газа // *Известие ВУЗов. Черная металлургия*. – 1987. – № 8. – С. 14 – 16.
5. Куклинский В.В., Рыжков В.Г. Об оптимальной температуре охлаждения доменного газа при его очистке мокрым способом // *Теплотехнология металлургического производства. Сб научных трудов*. – Киев УМК ВО, 1988. – С. 141 – 148.
6. Арсеев А.В. Сжигание промышленных газов. (Методы и приборы). – Свердловск – Москва: Государственное НТИ по черной и цветной металлургии, 1952.
7. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: пер. с англ. – Л.: *Химия*, 1982. – 592 с.
8. Амелин А.Г. Теоретические основы образования тумана при конденсации пара. – М.: *Химия*, 1972. – 304 с.
9. *Справочник химика*. – М.: *Госхимиздат*, 1962. – Т. 1. – 682 с.
10. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: *Высшая школа*, 1965. – 395 с.
11. Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных, ГСССД 3-776-98-М.: *Издательство МЭИ*, 1999. – 168 с.

Рукопись поступила 02.04.2007

Губинский М.В. – д-р техн. наук., проф., НМетАУ

Кремнева Е.В. – ассистент, НМетАУ

Шишко Ю.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Шевченко Г.Л. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Усенко А.Ю. – канд. техн. наук, ассистент, НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕРМООКИСЛИТЕЛЬНОГО ПИРОЛИЗА БИОМАССЫ В ПЛОТНОМ СЛОЕ

Приведены результаты экспериментальных исследований процесса пиролиза скорлупы грецкого ореха в плотном слое в режиме фильтрационного горения. Установлены параметры движения фронта горения по высоте слоя. По результатам экспериментов определены энергетические показатели процесса термоокислительного пиролиза.

Введение

Одним из перспективных направлений использования биомассы как топлива является ее сжигание в когенерационных установках при производстве тепловой и электрической энергии. Традиционная схема данного процесса для установок средней и большой мощности широко представлена в энергетике Западных стран [1] и основана на использовании паровых турбин. В то же время распространение установок малой мощности на основе двигателей внутреннего сгорания, газовых двигателей и газовых турбин ограничено. Это вызвано образованием большого количества конденсируемых продуктов (смол) при газификации биомассы, предшествующей сжиганию генераторного газа в двигателях. Решение данной проблемы ведется в нескольких направлениях:

- использование обращенных схем процессов газификации [2];
- последовательные двухстадийные процессы пиролиза и газификации биомассы с промежуточным окислением конденсируемых продуктов [3];
- очистка генераторного газа от смол [4].

Указанные пути имеют свои достоинства и недостатки, при этом общим требованием для эффективной работы когенерационных установок является поддержание качества исходного топлива в стандартных условиях (т.е. влажности, вида топлива, его гранулометрического состава и т.п.). Все это требует дополнительных затрат на подготовку топлива и значительно сужает возможности переработки отходов различного вида.

Альтернативой для решения указанной проблемы является разделение во времени процессов выхода летучих продуктов (в том числе и конденсированных) и газификации коксового остатка, практически не имеющего в своем составе летучих компонентов. То есть раздельное использование летучих для производства тепловой энергии, а коксового остатка – для выработки электроэнергии. Аналогией для данного подхода является традиционная схема получения нескольких видов топлива из нефти и последующее их использование: легких фракций – в двигателях внутреннего сгорания, тяжелых фракций – в котельных агрегатах. Раздельное использование коксового остатка и летучих позволяет организовать производство кокса из различных видов биомассы с заданными свойствами – стандартного топлива, что, в свою очередь, обеспечит получение генераторного газа стабильных параметров и повысит эффективность работы двигателей.

Известно, что традиционно процесс пиролиза биомассы является автотермическим. Нагрев биомассы полностью обеспечивается за счет сжигания летучих продуктов разложения, например в технологии [5], целью которой является получение древесного угля. Задача исследуемой технологии – максимально эффективное использование биомассы для производства тепловой и электрической энергии или, иначе, с минимальными потерями, связанными с затратами на процесс разложения биомассы. Именно таким требованиям соответствует технология термоокислительного пиролиза в плотном слое, где происходит частичное окисление летучих продуктов пиролиза в режиме фильтрационного горения аналогично [5, 6].

Целью данной работы является экспериментальное исследование процесса термоокислительного пиролиза скорлупы грецкого ореха в плотном слое и определение режимных параметров устойчивого развития слоевых процессов окисления и энергетических показателей термического разложения биомассы.

Методика исследований

Для исследования процесса пиролиза в плотном слое была создана опытная установка мощностью 200 кВт по исходной биомассе, представленная на рисунке 1.

Технологический процесс проводился в следующем порядке. Предварительно взвешенное топливо через герметично закрываемый люк 1 загружалось в пиролизер 2. Слой топлива разжигался через люк загрузки топлива, воздух в слой подавался с противоположной стороны через клапан 3. Подача воздуха осуществлялась воздуходувкой 4, количество подаваемого воздуха регулировалось задвижкой 5. Расходы воздуха измерялись при помощи диафрагмы и дифференциального манометра 6. Температура по высоте слоя измерялась в центральной и периферийной части с помощью термоэлектрических термометров 7

типа ХА с диаметром электродов 0,05 мм. В качестве вторичного прибора для измерения температуры использовался измерительный программно-аппаратный комплекс 8 на базе персонального компьютера с процессором Intel Celeron 733, промышленным интерфейсом RS 485 и тремя модулями IDAM 7018, платой PCI-7520AR. Анализ состава газа осуществлялся путем отбора проб в камеры и в дальнейшем производился на газовом хроматографе «Поиск-2» 9.

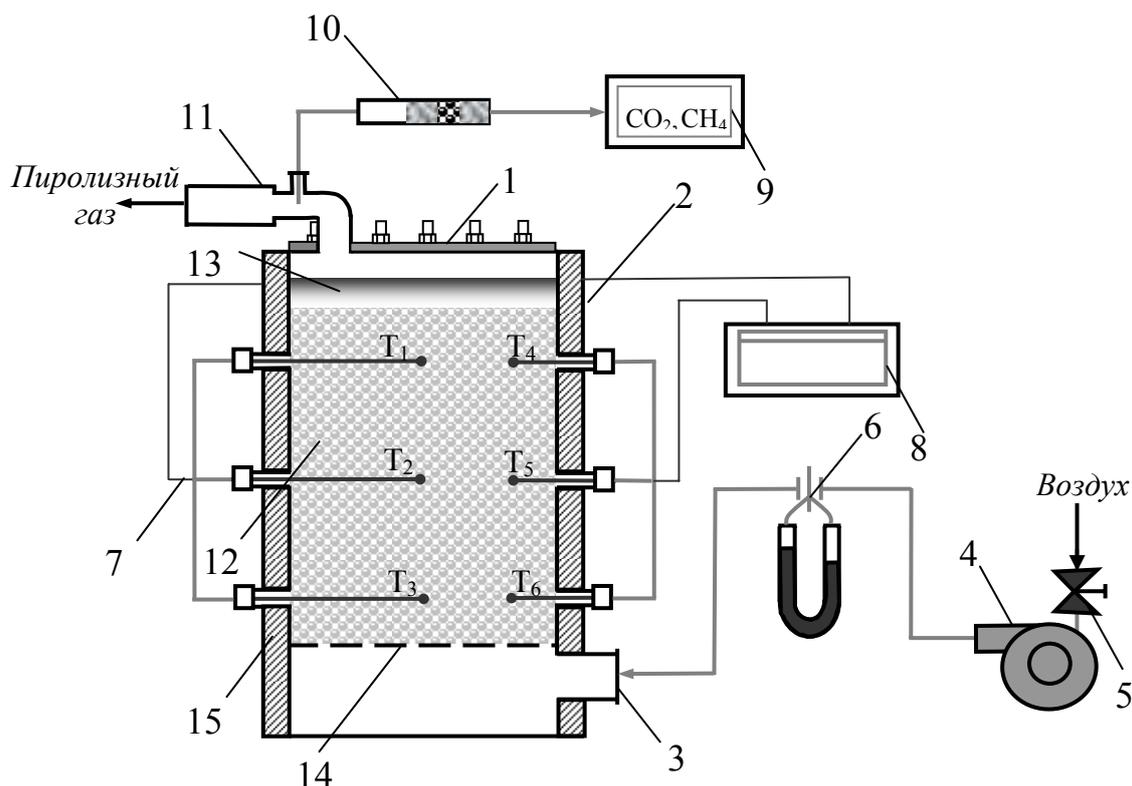


Рис. 1. Схема опытной установки по исследованию процесса пиролиза биомассы в плотном слое:

- 1 – люк загрузки топлива; 2 – пиролизер; 3 – клапан подачи воздуха; 4 – воздуходувка; 5 – задвижка; 6 – измерительная диафрагма; 7 – термоэлектрические термометры; 8 – вторичный прибор для измерения температуры на базе ПВМ; 9 – газовый хроматограф; 10 – фильтр; 11 – горелочное устройство; 12 – слой топлива; 13 – зона розжига; 14 – воздухораспределительная решетка; 15 – тепловая изоляция*

При отборе проб продуктов сгорания газ очищался от конденсированных продуктов в фильтре 10, который выполнялся из волокон каолиновой ваты и стеклоткани, размещенный в охлаждаемой стеклянной трубке. Выделявшийся в процессе пиролизный газ дожигался на горелке 11.

По окончании процесса производился отбор проб коксового остатка с последующим определением содержания летучих в коксовом остатке.

По представленной методике проведена серия из 10 экспериментов. Основным регулируемым параметром процесса является удельный расход воздуха, который изменялся в процессе экспериментов в диапазоне $0,6 \div 1,1$ кг/кг топлива.

Результаты исследований

Анализ результатов исследований показал, что при подаче воздуха фронт горения, первоначально расположенный на поверхности слоя, смещается навстречу потоку воздуха, а за фронтом горения остается твердый коксовый остаток. При движении фронта горения слой топлива последовательно проходит стадии нагрева, сушки и пиролиза. Выделившиеся газообразные вещества (парогазы) по химическому составу содержат CO_2 , H_2 , H_2O , CH_4 , CO , O_2 , смолы и другие органические соединения, которые реагируют с кислородом воздуха, обеспечивая температуру во фронте горения $600 - 700$ °С. Эта температура определяется процессами горения и теплообмена между биомассой и газами, которые, в свою очередь, зависят от интенсивности поступления холодного воздуха и удаления продуктов сгорания из фронта горения.

Характерные показания термопар по высоте слоя представлены на рисунке 2, из которого следует, что температура коксового остатка поддерживается весь цикл обработки на уровне $500 - 600$ °С. Соответственно температура уходящих из слоя газов находится на том же уровне.

Анализ состава газа показал наличие кислорода в пиролизном газе. Таким образом, во фронте горения происходит сжигание небольшой доли выделившихся продуктов разложения, а избыточный воздух снижает температуру горения. После удаления газов из фронта горения дальнейшее окисление коксового остатка и летучих продуктов замедляется вследствие низкой температуры в слое. В то же время снижение удельного расхода воздуха ниже $0,6$ кг/кг топлива приводит к падению температуры во фронте горения ниже 500 °С, видимому снижению скорости протекания процесса и его затуханию.

Форма фронта горения и равномерность скорости его движения по объему реактора определяются условиями розжига слоя и распределением потока воздуха по сечению установки. Разница в скорости движения фронта горения составила $3,5 \div 5,1$ °С/мин.

По окончании процесса пиролиза начинался процесс газификации коксового остатка, который сопровождается повышением температуры в нижней части слоя. Температура в нижней части слоя при газификации составляла $950 - 1000$ °С.

В период процесса пиролиза факел горелки (поз. 11, рис. 2) имеет соломенный цвет в виду наличия значительного количества смол. При переходе к процессу газификации коксового остатка, светимость факела падает и он становится прозрачным. Отсутствие смол в газе, по-

лучаемом в период газификации, делает возможным использование газа в качестве топлива в двигателях внутреннего сгорания.

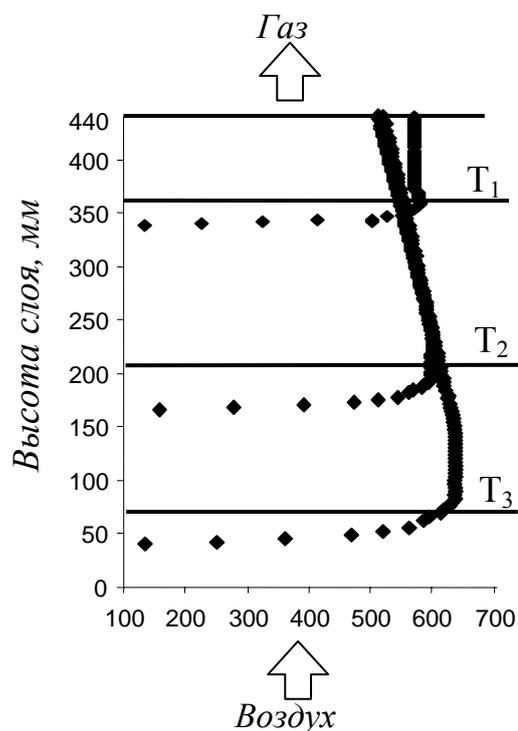


Рис. 2. Распределение температур во фронте горения по высоте слоя в определенные моменты времени. Удельный расход воздуха 0,6 кг/кг

Качество коксового остатка соответствует требованиям ГОСТ к древесному углю, при этом остаточное содержание летучих не превышало 8 %.

По результатам испытаний выполнен расчет материального и теплового баланса процесса пиролиза скорлупы грецкого ореха (табл. 1 и 2).

Приходная часть баланса определялась в соответствии с данными о химическом составе биомассы [7]. Состав конденсируемых продуктов рассчитывался по результатам массового баланса по остаточному принципу.

Как следует из анализа балансов, энергетический потенциал летучих продуктов пиролиза составляет около 40 %, при этом основную долю вносит теплота сгорания конденсированных продуктов (смола), что обусловлено значительным ее выходом при ведении процесса в заданных температурных условиях. При этом доля физической теплоты уходящих из установки парогазов составляет около 8 %. Таким образом, использование летучих продуктов для выработки тепловой энергии должно осуществляться непосредственно рядом с пиролизом. Это позволит исключить проблемы с конденсацией смолы и до-

полнительно повысить КПД процесса за счет использования физической теплоты парогазов. Теплота сгорания образующихся парогазов по результатам экспериментов, составила 16 МДж/кг.

Таблица 1

Материальный баланс процесса пиролиза на 1 кг топлива

Статьи баланса	С	Н	О	N	А	Сумма
Приход						
Топливо	0,463	0,056	0,395	0,012	0,015	0,940
Влага топлива	-	0,007	0,053	-	-	0,060
Воздух	-	-	0,197	0,742	-	0,939
Итого	0,463	0,063	0,645	0,754	0,015	1,939
Расход						
Сухой газ	0,031	0,002	0,067	0,118	-	0,218
Воздух			0,161	0,621		0,782
Конденсирующиеся вещества	0,136	0,021	0,149	0,015		0,603
Кокс	0,296	0,008	0,018		0,015	0,337
Итого	0,463	0,063	0,645	0,754	0,015	1,939

Таблица 2

Тепловой баланс процесса пиролиза на 1 кг топлива

Статья баланса	МДж/кг	%
Приход		
Теплота сгорания топлива	19,599	99,68
Физическое тепло топлива	0,043	0,22
Физическое тепло воздуха	0,020	0,10
Итого	19,663	100
Расход		
Теплота сгорания газа	1,041	5,14
Теплота сгорания смолы	5,61	27,69
Теплота сгорания кокса	11,17	55,14
Физическое тепло сухого газа и конденсирующихся веществ (парогазов)	1,12	5,53
Физическое тепло воздуха	0,462	2,28
Физическое тепло кокса	0,245	1,21
Потери тепла	0,61	3,01
Итого	20,26	100
Невязка	0,587	3,04

Анализ энергетических показателей работы опытной установки показал, что КПД процесса составляет 96 %, с учетом тепловых потерь в окружающую среду и потерь с физическим теплом кокса. При ведении двухстадийного процесса: пиролиз + газификация в одном агрегате КПД процесса увеличится до 1,3 %.

Выводы

1. Проведены экспериментальные исследования процесса термоокислительного пиролиза скорлупы грецкого ореха в плотном слое в режиме фильтрационного горения.

2. Определены основные режимные параметры работы опытной установки.

3. На основании результатов материального и теплового баланса выполнен анализ энергетических показателей процесса. Основными продуктами процесса пиролиза являются: парогазы и коксовый остаток. Удельный выход парогазов при расходе воздуха 0,94 кг/кг, составляет 0,8 кг/кг. Теплота сгорания парогазов – 16 МДж/кг. Удельный выход коксового остатка составляет 0,34 кг/кг.

4. КПД процесса пиролиза составляет 96 %, с учетом тепловых потерь в окружающую среду и потерь с физическим теплом кокса. Ведение двухстадийного процесса: пиролиз + газификация в одном агрегате, позволяет увеличить КПД на 1,3 %.

Список литературы

1. Железная Т.А., Гелетуха Г.Г. Использование совместного сжигания биомассы в Европейских странах // Сборник научных трудов Третьей международной конференции «Энергия из биомассы». – Киев, 2006.

2. Зысин Л.В., Моршин В.Н. Опыт проектирования и испытания газогенераторных установок, работающих на местных видах топлива // Ежемесячный теоретический и научно-практический журнал «Теплоэнергетика». – 2000. – № 1. – С. 23 – 27.

3. Jens Dall Bentzen, Ulrik Henriksen. Medium and large scale low tar and high efficient gasification // 1st World conference on biomass for energy and Industry. – Sevilla, Spain. – 2000. – P. 2068 – 2071.

4. Кремнева Е.В., Кремнев В.Е., Губинский М.В. Перспективы использования генераторного газа из биомассы в двигателях внутреннего сгорания // Металлургическая теплотехника. Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 187 – 193.

5. Степанов С.Г. Разработка автотермических технологий переработки угля: Автореф. дис... док. техн. наук: 01.04.14. – Красноярск, 2003.

6. Грек А.С., Шишко Ю.В., Усенко А. Ю. Экспериментальное исследование термического разложения отходов биомассы в неподвижном слое. Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2006. С. 92 – 98.

7. Соуфер С., Заборски О. Биомассы как источник энергии. – М.: Мир, 1985 – 368 с.

Рукопись поступила 04.04.2007 г.

Гупало Е.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Гупало В.И. – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., НМетАУ

Шутенко Ю.Л. – студентка, НМетАУ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ КОКСОВОГО ГАЗА ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ КОЛЬЦЕВЫХ ПЕЧЕЙ

На основе численных исследований нагрева металла с учетом окалинообразования выполнена оценка эффективности частичной или полной замены природного газа коксовым газом при отоплении кольцевой печи, работающей с максимальной производительностью.

Введение

Задача экономии топлива в прокатном производстве, в особенности дорогостоящего природного газа, является актуальной, поскольку на производство проката используется до 8,5 % от всего топлива, потребляемого черной металлургией. Из них 43 % приходится на долю природного газа, 26 % – на долю коксового газа и 31 % – доменного [1, 2].

В условиях постоянного роста цен на природный газ перспективным мероприятием, обеспечивающим снижение себестоимости готовой продукции, является полная или частичная замена природного газа более дешевыми вторичными видами топлива (коксовым и доменным газами, а также их смесями) для отопления нагревательных печей.

Цель работы: оценка технологической и экономической эффективности частичной или полной замены природного газа коксовым при отоплении кольцевой печи.

Характеристика объекта исследования

В качестве объекта исследования выбрана кольцевая печь, предназначенная для нагрева заготовок диаметром 120 – 160 мм, длиной 850 – 3500 мм до температуры 1210 – 1260 °С.

Основные размеры печи: наружный диаметр по кладке – 21200 мм; внутренний диаметр по кладке – 9520 мм; ширина пода – 4500 мм; высота рабочего пространства – 1570 мм.

Максимальная производительность печи – 60 т/ч. Воздух, идущий на горение топлива, подогревается до температуры 250 – 300 °С в петлевом трубчатом металлическом рекуператоре, поверхность теп-

лообмена которого составляет 220 м². Максимально возможный расход природного газа на печь – 3800 м³/ч. Максимальная тепловая мощность печи – 36 МВт. Количество зон регулирования – 5. Длины зон и количество расположенных в них горелочных устройств приведены в табл. 1. Нумерация зон приведена по ходу движения металла.

Таблица 1

Длины зон и расположение горелочных устройств

		Зона печи						Итого	
		«мертвая»	методическая	I	II	III	IV		V
Длина зоны,	м	5,376	4,838	9,676	8,063	8,063	6,722	5,642	48,381
	% от активной длины печи	–	11,25	22,50	18,75	18,75	15,63	13,12	100,00
Кол-во горелок, шт		–	–	12	9	8	6	7	42

Методика выполнения исследований

Для выполнения исследований использована математическая модель тепловой работы кольцевой печи, включающая: расчет горения топлива и определение параметров внешнего теплообмена; расчеты нагрева металла (на основе метода тепловой диаграммы [3]) и потерь металла в окалину [4]; определение потерь теплоты рабочим пространством печи, расхода топлива и температуры подогрева воздуха в рекуператоре [5]; расчет концентрации оксидов азота в продуктах сгорания и годового массового выброса NO_x [6].

В качестве показателя эффективности использования для отопления кольцевой печи коксового газа и его смесей с природным газом, принята величина удельных затрат на топливо с учетом потери металла в окалину, которая определялась по формуле:

$$Z = (X_{\text{ПГ}} \cdot C_{\text{ПГ}} + X_{\text{КГ}} \cdot C_{\text{КГ}}) \cdot \frac{V_{\text{Гобщ}}}{\Pi \cdot 10^3} + \frac{Y}{100} (C_{\text{Ме}} - 0,8 \cdot 1,29 \cdot C_{\text{Ок}}), \text{ грн/т}, \quad (1)$$

где $X_{\text{ПГ}}$, $X_{\text{КГ}}$ – доли природного и коксового газов в смеси; $C_{\text{ПГ}} = 997$ грн/1000 м³ – цена природного газа; $C_{\text{КГ}}$ – цена коксового газа, грн/1000 м³; $V_{\text{Гобщ}}$ – расход топлива на печь, м³/ч; $\Pi = 60$ т/ч – производительность печи; Y – потери металла в окалину, в % от массы нагреваемого металла; $C_{\text{Ме}} = 2480$ грн/т – цена исходной заготовки; 0,8 – доля используемой окалины; 1,29 – коэффициент, показываю-

щий, какое количество окалины образуется из 1 кг стали; $\Pi_{ок} = 120$ грн/т – цена используемой окалины.

Исходные данные и результаты исследований

При выполнении исследований принято, что в кольцевой печи нагреваются заготовки диаметром 160 мм, длиной 2000 мм из Ст 20 до конечной температуры поверхности 1260 °С. Перепад температур по сечению заготовки в конце нагрева – 6 °С. Количество заготовок в печи – 268 шт. Посад заготовок – двухрядный. Температура посада металла – 20 °С. В качестве топлива используются: природный газ (ПГ) с низшей рабочей теплотой сгорания 33,8 МДж/м³ (8060 ккал/м³); природно-коксовая смесь (ПКС) с теплотой сгорания 29,3, 25,1 и 20,9 МДж/м³ (7000, 6000 и 5000 ккал/м³); коксовый газ (КГ) с теплотой сгорания 17 МДж/м³ (4000 ккал/м³).

Результаты исследований приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчетов тепловой работы кольцевой печи

Топливо		ПГ	ПКС	ПКС	ПКС	КГ	
Показатель		1	2	3	4	5	6
Доля ПГ		1,000	0,733	0,483	0,233	0,000	
Доля КГ		0,000	0,267	0,517	0,767	1,000	
Теплота сгорания топлива (Q_H^P), МДж/м ³		33,8	29,3	25,1	20,9	17	
Теоретический расход воздуха (L_0^B), м ³ /м ³		8,96	7,69	6,49	5,30	4,19	
Действительный расход воздуха (L_n^B), м ³ /м ³		9,86	8,46	7,14	5,83	4,61	
Удельный выход дыма (ν_d), м ³ /м ³		10,89	9,40	8,00	6,60	5,30	
Стандартная калориметрическая температура ($t_{кал}^\circ$), °С		1890	1900	1910	1930	1950	
Температура печи на границах зон, °С	$t_{печ0}$	940	925	915	910	905	
	$t_{печ1}$	1090	1075	1065	1065	1065	
	$t_{печ2}$	1175	1175	1175	1175	1175	
	$t_{печ3}$	1230	1230	1230	1230	1230	
	$t_{печ4}$	1280	1280	1280	1280	1280	
	$t_{печ5}$	1265	1265	1265	1265	1265	
	$t_{печ6}$	1270	1270	1270	1270	1270	

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6	
Температура поверхности заготовки на границах зон, °С	$t_{п0}$	20	20	20	20	20
	$t_{п1}$	356	343	332	333	334
	$t_{п2}$	828	822	816	813	818
	$t_{п3}$	1057	1054	1051	1047	1051
	$t_{п4}$	1207	1207	1207	1206	1206
	$t_{п5}$	1247	1247	1247	1247	1247
	$t_{п6}$	1260	1260	1260	1260	1260
Перепад температур по сечению заготовки на границах зон, °С	Δt_0	0	0	0	0	0
	Δt_1	181,6	175,3	169,5	170,2	171,6
	Δt_2	148,8	149,8	151,1	149,1	150,4
	Δt_3	104	106,3	109,1	109,8	107,9
	Δt_4	47	47,6	48,5	49,7	48,1
	Δt_5	12,6	12,7	12,8	13	13,2
	Δt_6	6	6	6	6	6
Температура уходящих из печи продуктов сгорания (t_{yx}), °С	995	980	960	950	940	
Температура подогрева воздуха в рекуператоре (t_B), °С	300	295	290	290	290	
Общий расход топлива на печь, м ³ /ч В том числе: – расход ПГ, м ³ /ч – расход КГ, м ³ /ч	2814 2814 0	3191 2339 852	3660 1768 1892	4336 1010 3326	5252 0 5252	
Общий расход воздуха на печь, м ³ /ч	27747	26989	26151	25279	24192	
Общий расход продуктов сгорания, м ³ /ч	30649	29992	29288	28627	27835	
Коэффициент использования теплоты топлива	0,614	0,624	0,634	0,642	0,650	
Удельный расход условного топлива, кг/т	54,03	53,17	52,29	51,64	50,92	
Угар, % от массы нагреваемого металла	0,988	1,058	1,123	1,188	1,249	
Массовая концентрация $[NO_x]$ в дымовых газах, мг/м ³	622	609	595	594	592	
Годовой массовый выброс NO_x , т/г	139,5	133,7	125,4	124,5	120,5	

Как видно из табл. 2, снижение теплоты сгорания топлива с 33,8 до 17 МДж/м³ требует незначительной корректировки температурного режима печи только в первой по ходу движения металла отапливаемой зоне. Так, при полной замене природного газа коксовым, температура печи в 1-ой сварочной зоне снижается на 25 °С, что приводит к снижению температуры уходящих из печи продуктов сгорания с 995 до 940 °С, обеспечивает увеличение коэффициента использования теплоты топлива с 0,614 до 0,65 и сокращение удельного расхода условного топлива с 54,03 до 50,9 кгут/т.

Однако, следует отметить, что увеличение доли коксового газа в смеси негативно влияет на процесс окалинообразования. В целом, при переводе печи на коксовый газ потери металла в окалину увеличиваются с 0,988 до 1,249 % от массы нагреваемого металла.

Снижение калорийности топлива сопровождается ростом общего часового расхода топлива на нагрев металла с 2814 до 5252 м³/ч, а также уменьшением общего расхода воздуха на печь с 27747 до 24192 м³/ч и выхода продуктов сгорания топлива с 30649 до 27835 м³/ч.

Как показали расчеты, использование в качестве топлива природно-коксовой смеси с теплотой сгорания > 25 МДж/м³ не требует реконструкции системы газопроводов, в то время как перевод печи на отопление чистым коксовым газом или смесью природного и коксового газа с теплотой сгорания < 25 МДж/м³ может быть реализован при увеличении диаметров подводящих газопроводов к печи с 299 до 426 мм и к зонам печи со 180 до 245 мм. При этом для всех рассмотренных составов топлив нет необходимости в изменении систем воздухопроводов и дымоудаления.

Как видно из табл. 2, увеличение доли коксового газа в природно-коксовой смеси обеспечивает снижение концентрации оксидов азота в продуктах сгорания и годового массового выброса NO_x. Так, полная замена природного газа коксовым обеспечивает снижение концентрации NO_x в дымовых газах с 621,9 до 591,5 мг/м³, при этом годовой массовый выброс оксидов азота сокращается с 139,52 до 120,53 т/год, что составляет 13,6 %. Однако, следует отметить, что снижение концентрации оксидов азота в продуктах сгорания сопровождается увеличением концентрации оксидов серы, величина которых зависит от степени очистки коксового газа. Оксиды серы также как и оксиды азота опасны для окружающей среды и оказывают сильное корродирующее воздействие на металл, особенно при температурах паров кислоты, близких к точке росы. Поэтому, в целом, анализ полученных данных не позволяет сделать вывод об однозначном положительном экологическом эффекте предложенных мероприятий.

На рис. 1 приведена зависимость удельных затрат на топливо с учетом потери металла в окалину в зависимости от теплоты сгорания топлива, рассчитанная по формуле (1) при фиксированной цене природного газа и различных ценах на коксовый газ. Как видно из рисунка, наибольший экономический эффект может быть получен при полной замене природного газа коксовым и составляет 23,11 грн/т при цене коксового газа 200 грн/1000 м³, 14,35 грн/т при $C_{КГ} = 300$ грн/1000 м³ и 5,6 грн/т при $C_{КГ} = 400$ грн/1000 м³. Максимальная цена коксового газа ($C_{КГ \max}$) и минимально допустимое соотношение цен на природный и коксовый газ, обеспечивающие положительный экономический эффект перевода кольцевой печи на отопление природно-коксовой смесью или чистым коксовым газом без учета капитальных затрат, приведены в табл. 3.

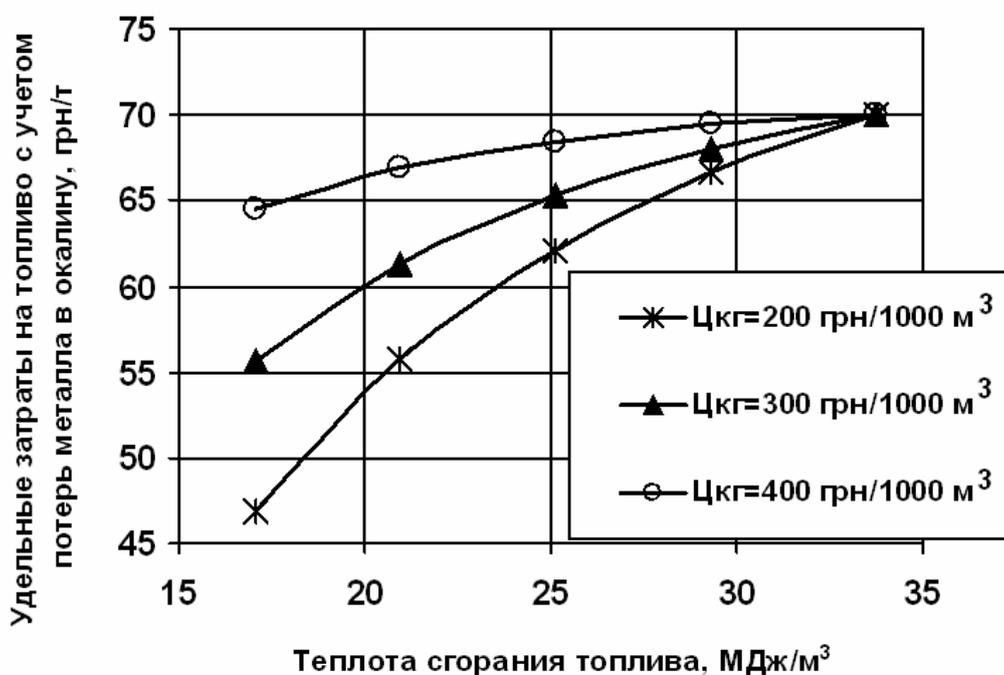


Рис. 1. Затраты на топливо и потери металла в окалину при различной стоимости коксового газа в зависимости от теплоты сгорания топлива

Таблица 3

Максимальная цена коксового газа и минимально допустимое соотношение цен природного и коксового газов

Газ	ПКС	ПКС	ПКС	КГ
Q_H^p , МДж/м ³	29,3	25,1	20,9	17
$C_{КГ \max}$, грн/1000 м ³	439,82	450,45	455,74	463,96
$C_{ПГ} / C_{КГ \max}$	2,27	2,21	2,19	2,15

Выводы

1. Выполнены исследования тепловой работы кольцевой печи при использовании в качестве топлива природного газа с теплотой сгорания 33,8 МДж/м³, природно-коксовой смеси с теплотой сгорания 29,3, 25,1 и 20,9 МДж/м³ и коксового газа с теплотой сгорания 17 МДж/м³. Установлено, что с увеличением в составе топлива доли коксового газа от 0 до 1 при нагреве заготовок диаметром 160 мм с максимальной производительностью печи обеспечивается снижение удельного расхода условного топлива с 54,03 до 50,9 кгут/т и увеличение потерь металла в окалину с 0,988 до 1,249 % от массы нагреваемого металла.

2. Перевод печи на отопление чистым коксовым газом или природно-коксовой смесью с теплотой сгорания < 25 МДж/м³ требует увеличения диаметров подводящих газопроводов без реконструкции систем воздухопроводов и дымоудаления.

3. Минимальное соотношение цен природного и коксового газов, обеспечивающее положительный экономический эффект от использования коксового газа для отопления кольцевой печи, составляет 2,27 – 2,15 и зависит от доли коксового газа в топливной смеси. Наибольший экономический эффект может быть получен при полной замене природного газа коксовым и составит от 23,11 до 5,6 грн/т при изменении цены коксового газа от 200 до 400 грн/1000 м³.

Список литературы

1. Карп И.М. Энергосбережение в Украине: проблемы и пути решения // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2004. – № 4. – С. 3 – 13.

2. Сталинский Д.В., Ботштейн В.А., Мантула В.Д. Энергосбережение и экологическое оздоровление предприятий горно-металлургического комплекса: проблемы и пути их решения // Metallургическая и горнорудная промышленность. – 2002. – № 6. – С. 115 – 118.

3. Расчеты нагревательных печей / Под ред. Н.Ю. Тайца. – К.: Техніка. – 1969. – 540 с.

4. Ревун М.П., Потапов Б.Б., Ольшанский В.М., Бородулин А.В. Высокотемпературные теплотехнические процессы и установки в металлургии. – Запорожье: Изд-во ЗГИА, 2002. – 444 с.

5. Тайц Н.Ю., Розенгарт Ю.И. Методические нагревательные печи. – М.: Металлургиздат, 1964. – 408 с.

6. Грес Л.П. Охрана окружающей природной среды при сжигании топлива. – Днепропетровск: РИА «Днепр-VAL», 2002. – 104 с.

Рукопись поступила 01.03.2007 г.

РАБОТА РЕГЕНЕРАТИВНОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ НА НИЗКОКАЛОРИЙНОМ ТОПЛИВЕ БЕЗ СБРОСА ДЫМА В ОБВОД РЕГЕНЕРАТОРОВ

Рассмотрена возможность применения шариковых регенераторов для подогрева воздуха в печах, отапливаемых низкокалорийной коксо-доменной смесью без сброса излишков дыма в обвод регенераторов. Определена область применения такой системы отопления. Приведены данные по экономической эффективности предложенной системы подогрева воздуха.

Введение

Безаварийная работа нагревательных устройств, оборудованных регенеративной системой отопления с шариковыми регенераторами, может быть обеспечена при определённой температуре отходящего из насадки регенераторов дыма. Нижний предел этой температуры ограничивается величиной, при которой становится возможным выпадение конденсата в дымопроводах и образование слабых растворов кислот при взаимодействии воды с оксидами азота и углерода [1]. Образовавшийся конденсат наводняет дымовой тракт и может стать причиной выхода из строя запорной арматуры и тягодутьевых устройств. Кислоты вступают в реакцию с железом труб и оборудования и разрушают их. Верхнее значение температуры уходящего из шариковых регенераторов дыма лимитируется двумя показателями – жаростойкостью колосниковой поднасадочной решётки и максимальной рабочей температурой среды, перемещаемой дымососом, что является заводской характеристикой этого оборудования [2].

Постановка задачи

Как правило, заявляемая температура дыма после охлаждения в насадке регенераторов составляет 150 – 250 °С. В этом диапазоне температур могут работать практически все типы дымососов. Жаростойкость рядовых чугунов, из которых могут отливаться колосниковые поднасадочные решётки, также значительно выше. Для обеспечения такого глубокого охлаждения печных газов в регенераторах необходимо, чтобы удельные расходные теплоёмкости дыма и нагреваемого воздуха были приблизительно равны. Теплоёмкость дыма не пре-

вышает этот же показатель для воздуха более чем на 10 %. При сжигании природного газа расход воздуха, идущего на горение, практически равен количеству образующихся продуктов горения. В этом случае можно весь дым направлять в регенераторы. При сжигании топлив с меньшей калорийностью часть дыма приходится сбрасывать в обход регенераторов [3]. Для коксового газа количество «сбрасываемого дыма» составляет 10 – 15 %, а в случае применения доменного газа для отопления печи эта величина может достигать 50 %. Применение шариковых регенераторов позволяет заменить дорогое высококалорийное топливо (например, природный газ) на менее ценные топлива и их смеси с низкой теплотой сгорания. Поэтому часть высокопотенциального дыма приходится сбрасывать в дымовую трубу, теряя при этом тепловой его потенциал. Частично утилизировать эту теплоту можно, применив теплообменники для нагрева топлива.

Необходимость регулирования количества «сбрасываемого дыма» существенно усложняет конструкцию автоматической системы управления технологическим процессом. Два параллельных потока дыма: через регенераторы и дымосос и в обход – на дымовую трубу взаимосвязаны друг с другом. Регулирование давления в печи при такой схеме производится изменением количества «сбрасываемого дыма». В ходе эксплуатации происходит перераспределение потоков дыма между указанными параллельными ветвями. Пыль и другие загрязнения, выносимые из рабочего пространства, попадают в шариковую насадку и, постепенно загрязняют её. То есть насадка ведёт себя, как фильтрующий элемент. Количество дыма, проходящего через шариковые регенераторы в процессе забивания насадки, постепенно уменьшается. При снижении газопроницаемости насадки начинает расти давление в рабочей камеры печи. Система автоматики компенсирует рост давления увеличением количества «сбрасываемого дыма», ещё более снижая поток горячих печных газов, проходящих через регенераторы. Таким образом, с засорением шариковой насадки подогрев воздуха снижается, и эффективность регенеративной системы отопления падает.

Если же весь дым пропускать через регенераторы, то на выходе из насадки в квазистационарном режиме установится повышенная температура. В настоящее время имеются дымососы, способные работать при температуре перемещаемой среды до 400 – 450 °С. Колосниковая решётка также может быть изготовлена из жаростойкого чугуна, не теряющего свою прочность при таких температурах. Подогрев газа в таком варианте можно осуществить дымом, частично охлаждённым в регенераторе на участке между насадкой и дымососом. Таким образом, можно существенно упростить схему автоматики, конструкцию печи в целом и исключить возможность выхода из строя оборудова-

ния, связанную с образованием кислот и выпадением воды в дымовом тракте регенеративной системы.

Настоящая работа посвящена исследованию работы регенеративной системы отопления с малогабаритной насадкой из шаров, при отсутствии в схеме обводных каналов для «сбрасываемого дыма». С помощью программы расчёта шариковых регенераторов было рассчитано температурное состояние насадки регенераторов, определены температуры подогрева воздуха и уходящего из насадки дыма при квази-стационарном состоянии насадки.

Исходные данные. Исследовалась работа регенераторов с насадкой из корундовых окатышей диаметром 20 мм. Высота насадки – 400 мм. Скорость воздуха горения на открытом сечении регенератора принималась равной 0,5 м/с при н.у. Скорость дыма через регенератор в одном случае принималась такой же (эта серия расчётов выполнялась для случая, когда излишки дыма сбрасываются в обход регенераторов) или рассчитывалась по количеству продуктов горения, полученных исходя из стехиометрических расчётов сжигания топлива. В последнем случае моделировалась работа регенеративной системы отопления без «сбрасываемого дыма», т.е. весь дым, образовавшийся при горении, пропускаться через насадку. В работе исследовалась утилизация теплоты продуктов сгорания топлива с теплотой сгорания 4 – 17 МДж/м³. Время между перекидками потоков теплоносителей в регенераторе принято равным 180 сек. Температура дыма на входе в насадку регенератора – 1200 °С, температура холодного воздуха – 20 °С.

Результаты исследований

Результаты расчёта температуры подогрева воздуха, температуры уходящего из регенераторов дыма и коэффициента использования топлива в печи при сбрасывании избытка дыма в обход регенераторов приведены в таблице 1, при пропуске всего дыма через насадку регенераторов – в таблице 2. Графически результаты расчётов показаны на рисунках 1 – 3.

Таблица 1

Показатели работы регенераторов системы отопления со «сбрасываемым дымом»

$Q_{\text{H}}^{\text{P}}, \text{МДж/м}^3$	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\text{дым}}^{\text{Вых РГ}}, ^\circ\text{C}$	281	276	273	271	269	267	266
$t_{\text{возд}}^{\text{Вых РГ}}, ^\circ\text{C}$	1009	1006	1004	1002	1001	1000	1000
КИТ, %	51,1	58,3	63,4	67	69,9	72	73,7

Продолжение таблицы 1

$Q_{Н}^p, \text{МДж/м}^3$	11	12	13	14	15	16	17
$t_{\text{ДЫМ}}^{\text{ВЫХ РГ}}, ^\circ\text{C}$	264	263	262	262	261	261	260
$t_{\text{ВОЗД}}^{\text{ВЫХ РГ}}, ^\circ\text{C}$	1000	997	997	996	995	995	995
КИТ, %	75,2	76,2	77	77,8	78,6	79,3	79,8

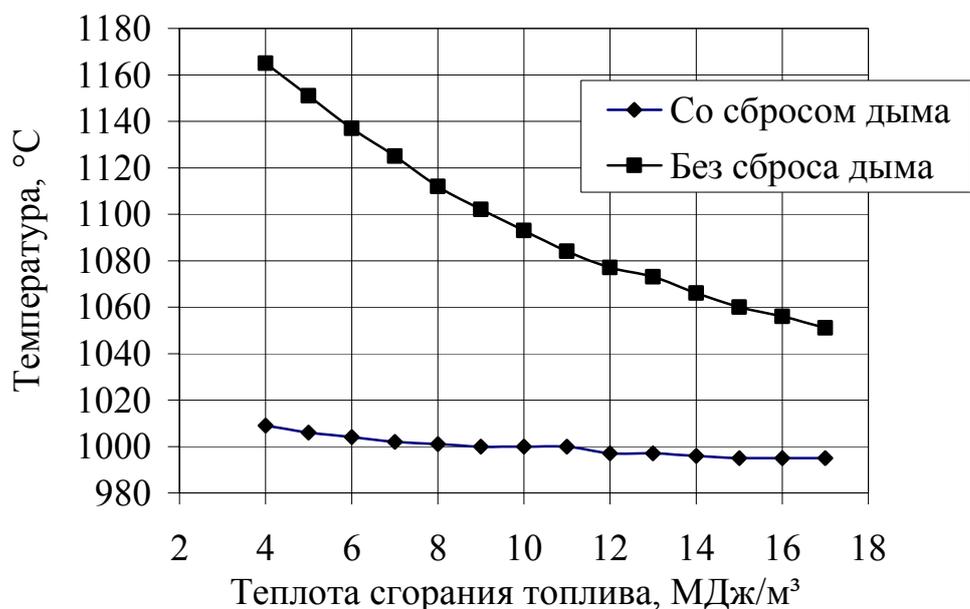


Рис. 1. Температура подогрева воздуха в регенераторе

Таблица 2

Показатели работы регенераторов системы отопления без «сбрасываемого дыма»

$Q_{Н}^p, \text{МДж/м}^3$	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\text{ДЫМ}}^{\text{ВЫХ РГ}}, ^\circ\text{C}$	665	593	539	497	462	436	416
$t_{\text{ВОЗД}}^{\text{ВЫХ РГ}}, ^\circ\text{C}$	1165	1151	1137	1125	1112	1102	1093
КИТ, %	56,3	63,4	68,3	71,6	74,2	76	77,3

Продолжение таблицы 2

$Q_{Н}^p, \text{МДж/м}^3$	11	12	13	14	15	16	17
$t_{\text{ДЫМ}}^{\text{ВЫХ РГ}}, ^\circ\text{C}$	397	383	375	362	352	344	337
$t_{\text{ВОЗД}}^{\text{ВЫХ РГ}}, ^\circ\text{C}$	1084	1077	1073	1066	1060	1056	1051
КИТ, %	78,5	79,4	80,1	80,7	81,3	81,8	82,1

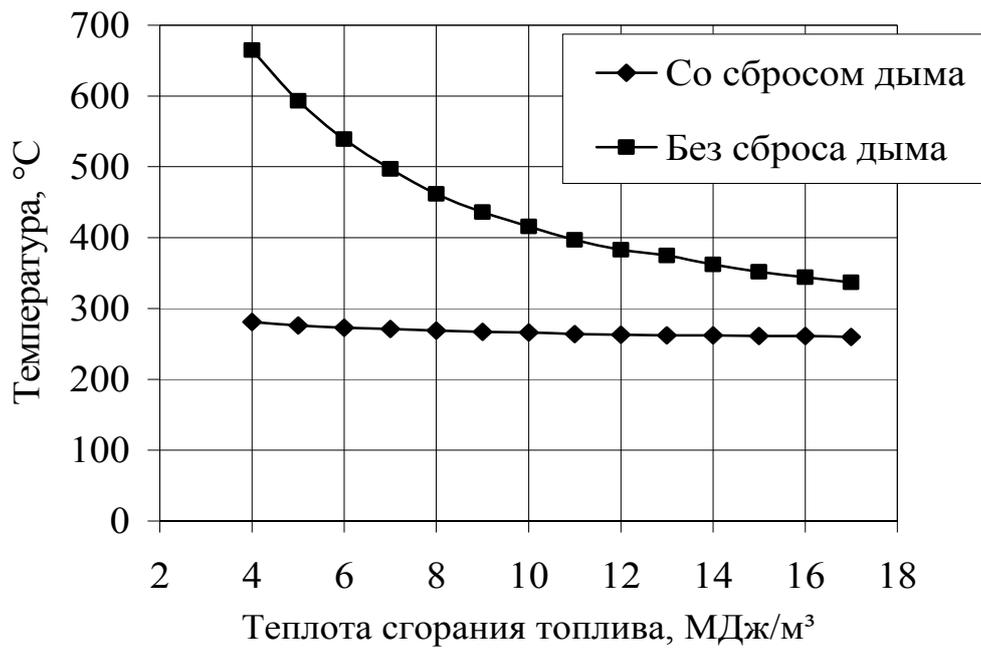


Рис. 2. Температура дыма на выходе из регенератора

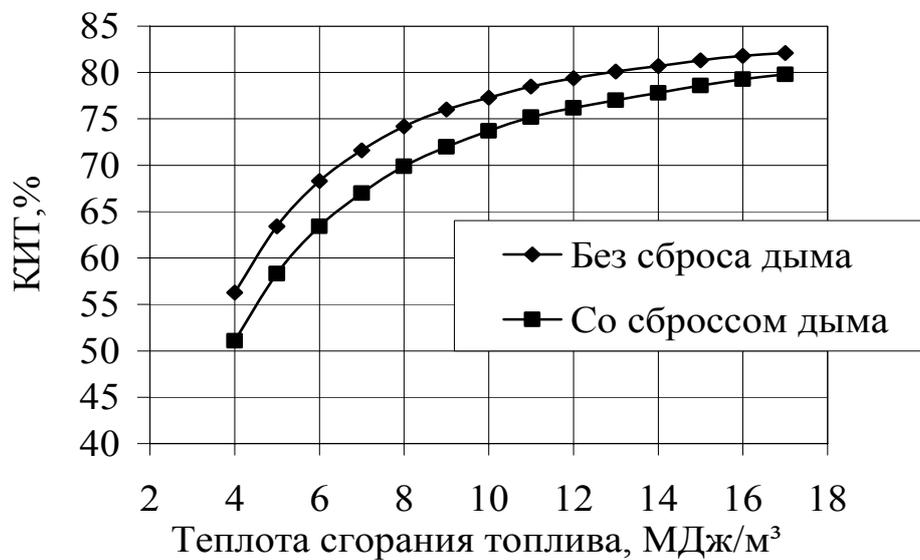


Рис. 3. Коэффициент использования топлива

Зная значения коэффициентов использования топлива для рассматриваемых вариантов, можно рассчитать предполагаемую экономию топлива при отказе сброса части дыма в обход шариковых регенераторов действующей системы.

$$B_1 \cdot \eta_1 = B_2 \cdot \eta_2 = \text{const}$$

При условии сохранения общей тепловой мощности экономия топлива:

$$\mathcal{E}_{\text{топл}} = \frac{B_1 - B_2}{B_1} \cdot 100 = \frac{B_1 - B_1 \frac{\eta_1}{\eta_2}}{B_1} \cdot 100 = \frac{\eta_2 - \eta_1}{\eta_2} \cdot 100, \%$$

где B – расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$; η – коэффициент использования топлива, %; индексы 1 и 2 относятся, соответственно, к вариантам без «сбрасываемого дыма» в обход регенераторов и с таковым. Результаты расчётов представлены в таблице 3.

Таблица 3

Экономия топлива при отсутствии «сбрасываемого дыма» в регенеративной системе отопления

$Q_{\text{H}}^{\text{p}}, \text{МДж}/\text{м}^3$	4	5	6	7	8	9	10
Эк., %	9,24	8,04	7,17	6,42	5,8	5,26	4,66

Продолжение таблицы 3

$Q_{\text{H}}^{\text{p}}, \text{МДж}/\text{м}^3$	11	12	13	14	15	16	17
Эк., %	4,2	4,03	3,87	3,59	3,32	3,06	2,8

Выводы

1. Исключение из регенеративной схемы отопления печей обводного канала для «сбрасываемого дыма» в обход регенераторов приводит к росту температуры дыма на выходе из насадки.

2. При использовании для отопления печи низкокалорийного топлива с теплотой сгорания до $10 - 11 \text{ МДж}/\text{м}^3$, в схеме без сброса избытка дыма по обводному каналу, температура на выходе из насадки шарикового регенератора превышает $400 \text{ }^\circ\text{C}$, что делает проблематичным эксплуатацию оборудования дымового тракта – клапанов и дымососа. При большей калорийности отказ от «сбрасываемого дыма» осуществим. В этом случае возможно использование специальных высокотемпературных дымососов либо необходимо организовать охлаждение дыма подсосом воздуха в дымовой тракт.

3. Эффективность использования схемы без «сбрасываемого дыма» выше, чем при наличии отвода избытка дыма по обводным каналам. При этом упрощается схема автоматики и вся конструкция печи. К достоинствам рассматриваемой конструкции можно также отнести устранение явления перераспределения потоков дыма между регенераторами и обводными каналами в процессе загрязнения насадки.

4. При отоплении печи высококалорийным топливом (например, природным газом) наличие обводных каналов не требуется.

Список литературы

1. Ерёмин А.О. Исследование тяги дымовых труб при реконструкции печей с применением шариковых регенераторов // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2007. – № 2. – С. 87 – 89.
2. Справочник конструктора печей прокатного производства: В 2-х т. / Под ред. В.М. Тымчака. – М., *Металлургия*, 1969.– Т. 1. – 576 с.
3. Затопляев Г.М, Затопляев П.Г. Влияние калорийности топлива на работу регенеративных горелок. *Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ*. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 152 – 156.

Рукопись поступила 13.04.2007 г.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПЕРЕМІШУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ З МЕТОЮ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ВДОСКОНАЛЕННЯ РОБОТИ БІОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

Проведено експериментальні дослідження роботи різних типів перемішуючих пристроїв в ферментаторі біогазової установки. Запропоновано вдосконалений тип перемішуючого пристрою. Визначено закономірності між основними розмірами пристрою та параметрами перемішування.

Стан питання

У сучасній теплоенергетиці роль альтернативних джерел енергії безперервно збільшується. Одним із перспективних методів отримання альтернативних джерел енергії є отримання біогазу шляхом анаеробного бродіння органічних відходів. Успішне застосування його в дрібних сільськогосподарських фермах залежить від досконалості діючих анаеробних процесів та їх оптимізації. Однією з необхідних умов безперервного протікання процесу та керуючим фактором процесу є перемішування, особливістю якого є флотація твердих часток органіки пухирцями газу [1].

Мета дослідження

Відсутність перемішування терміном більше двох-трьох діб за вказаною причиною призводить до неминучої зупинки реактора. Вирішення цього питання для малих біогазових установок (об'ємом реактора до 40 м³) можливо за рахунок експериментального дослідження роботи перемішуючих пристроїв. Першим етапом дослідження є вибір пристрою, який забезпечує ефективне перемішування сировини по об'єму реактора.

Другим етапом дослідження є розробка режиму перемішування, який забезпечує оптимальну продуктивність установки.

Методика досліджень

Дослідження проводились на експериментальній біогазовій установці, робочим об'ємом реактора 6 м³ (рис. 1), сировиною для якої є відходи свинарської ферми вологістю 90 – 97 %. В реакторі підтриму-

ється середня по об'єму температура $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, навантаження по кількості перероблюваних відходів 300 літрів за добу.

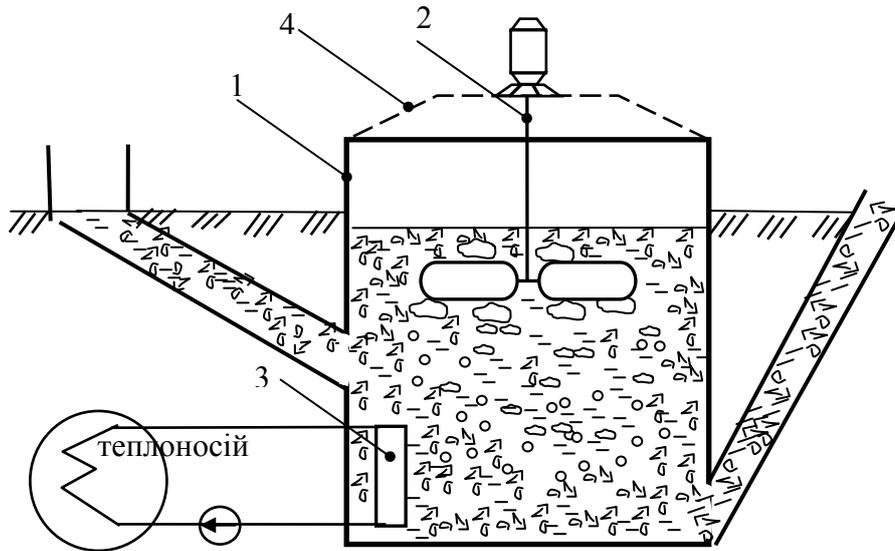
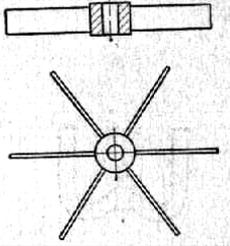
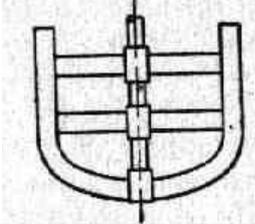
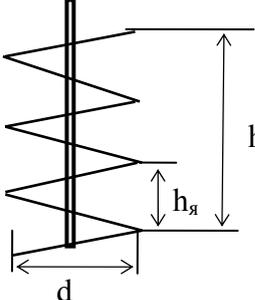
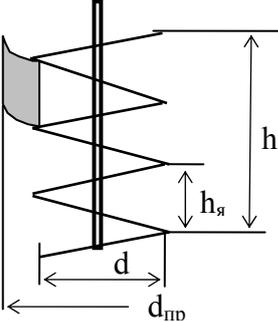


Рис. 1. Схема експериментальної біогазової установки об'ємом 6 м^3 : 1- ферментатор; 2 – мішалка; 3 – підігрівач; 4 – каркас для укріплення мішалки, вимірювань та спостережень

Відходи з вологістю $90 - 97\%$ подаються до реактора 1, де підігріваються до температури $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ підігрівачем 3, та перемішуються перемішуючим пристроєм 2. В процесі цього відбувається анаеробне бродіння відходів з утворенням біогазу. Після цього зброджена маса потрапляє до виходу через вихідний трубопровід з метою використання її, як натурального якісного органічно-мінерального добрива.

На першому етапі досліджень була поставлена задача рівномірного розподілу твердої фази по об'єму реактора. Виходячи з суті проблеми, ефективно перемішування полягає в поверненні рівномірного розподілення твердої фази по об'єму реактора та запобіганню процесу флоатції. Ці вимоги співпадають з вимогами до рівномірного розподілу тепла та концентрацій поживних речовин по об'єму реактора [2]. У зв'язку з цим проводились дослідження роботи різних типів мішалок (лопатна, рамна, якірна, листовая). Керуючими параметрами були такі: діаметр мішалки $d = 0,3D \div 0,8D$, (D – діаметр реактора); глибина занурення $h_3 = 0,25D \div 0,5D$; кут нахилу лопаток – $0^{\circ} < \alpha < 45^{\circ}$, ширина лопаток $b_{\text{л}} = 0,05D \div 0,1D$; періодичність перемішування $\Delta\tau_{\text{п}}$ в діапазоні $1 \div 5$ разів на добу; тривалість перемішування $\tau_{\text{п}}$ в діапазоні $5 \div 20$ хвилин. Ефективність роботи мішалки оцінювалась за початковою та кінцевою товщинами плаваючого шару твердих часток $b_{\text{шп}}$, $b_{\text{шк}}$ та часу його руйнування (табл. 1).

Методика проведення досліджень

№ досл.	Виконання мішалки	Робочі параметри
1	Лопатна з 4-ма лопатками, одноярусна	$d = 0,3D$; $\alpha = 15^\circ$; $h_3 = 0,25D$; $b_{л} = 0,05D$; $\tau_{п} = 1200$ с.
2		Те ж крім $\alpha = 20^\circ$.
3	Лопатна з 2-ма лопатками, одноярусна	$d = 0,3D$; $\alpha = 25^\circ$; $h_3 = 0,25D$; $b_{л} = 0,05D$; $\tau_{п} = 1200$ с.
4	Рамна, дволярусна	$d = 0,5D$; $h_3 = 0,25D$; $\tau_{п} = 900$ с. Кількість вертикальних перегородок – 2.
5		Те ж крім кількість вертикальних перегородок – 4.
6	Якірна	$d = 0,5D$; $h_3 = 0,25D$; $\tau_{п} = 1200$ с.
7	Шнекова	$d = 0,5D$; $h = 0,3D$; $h_{я} = 0,1D$; $\tau_{п} = 300$ с.
8		$d = 0,6D$; $h = 0,3D$; $h_{я} = 0,1D$; $\tau_{п} = 300$ с.
9		$d = 0,7D$; $h = 0,3D$; $h_{я} = 0,1D$; $\tau_{п} = 300$ с.
10		Шнекова з „прапорцем”
11		Те ж крім $\Delta\tau_{п} = 2$ разів/добу.

Результати досліджень

Висота плаваючого шару на початку експерименту для кожного випадку була однаковою и складала $h_{\text{шп}} = 0,4$ м. Режим експлуатації та робочі параметри не змінювалися.

Виходячи з даних досліджень, робимо підсумок, що у випадках для усіх попередніх типів мішалок спостерігається приблизно однакова картина: мішалка проходила крізь верхній шар, розрізувала його, але зменшення висоти шару при цьому не відбувалось.

Використання шнекової мішалки дозволяє забезпечувати просування верхнього шару вглиб реактора при його високій густині [3]. На відміну від попередніх типів вона безпосередньо примусово направляє ущільнений шар донизу при низькій частоті обертання валу, при цьому спостерігається утворення „лунки” (рис. 2.). Периферійний шар зростає, а потім руйнується, таким чином зростання шару зупиняється. Для забезпечення ефективного перемішування діаметр шнеку повинен бути збільшений до $d = 0,7D$, при цьому різко зростає зусилля на привід, що може призвести до виходу з ладу. Зменшення зусилля можливе за рахунок зменшення діаметру шнеку та застосування „прапорця”, для забезпечення ефективного перемішування. Зниження зусилля складає до 30 %. Тривалість перемішування, яка достатня для повного руйнування верхнього шару, складає 300 секунд. Результати випробувань зведені в таблицю 2.

Досліджування роботи останнього виконання мішалки під час періоду 9 діб з періодичністю перемішування $\Delta\tau_{\text{п}} = 1, 2, 5$ разів на добу, показало, що достатнім для руйнування плаваючого шару є 2-х разове перемішування на добу.

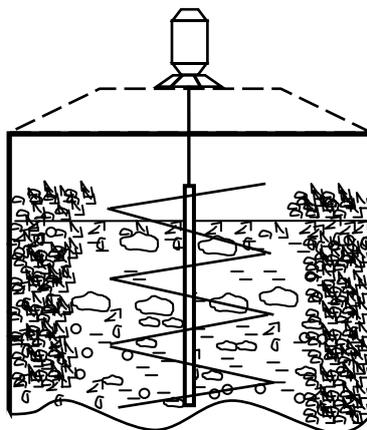


Рис. 2. Утворення „лунки” при роботі шнекової мішалки

Результати досліджень

№ досл.	Вихідні дані та спостереження
1	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0,4$ м. Руйнування шару не відбувається по причині високої густини шару.
2	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0,4$ м. Руйнування шару не відбувається, зусилля на привід мішалки зростає.
3	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0,4$ м. Руйнування шару не відбувається. Внаслідок великої густини в зоні дії мішалки не забезпечується рух вглиб реактора.
4	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0,4$ м. Руйнування шару не відбувається по причині високої густини шару та відсутності сили, яка просуває шар вглиб реактора.
5	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0,4$ м. Руйнування шару не відбувається, зусилля на привід мішалки зростає.
6	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0,4$ м. Руйнування шару не відбувається, хоча рідина проходить через шар.
7	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0$ м, але тільки в зоні перемішування $0,55D$.
8	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0$ м, в зоні перемішування $0,65D$. Зусилля на привід мішалки зростає.
9	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0$ м, в зоні перемішування $0,75D$. Зусилля на привід мішалки зростає до межі гранично припустимого для валу мішалки та місць приєднання мішалки до валу.
10	$h_{\text{шп}} = 0,4$ м; $h_{\text{шк}} = 0$ м, в зоні перемішування $0,75D$. Зусилля на привід мішалки зменшено до межі припустимого для тривалої роботи валу та мішалки.
11	$h_{\text{шп}} = 0,21$ м; $h_{\text{шк}} = 0$ м, в зоні перемішування $0,75D$. Зусилля на привід мішалки зменшено вдвічі .

Друга серія експериментів була спрямована на визначення оптимальної періодичності перемішування по продуктивності реактора. Для вимірів виходу біогазу використовувався газовий барабанний лічильник з водяним затвором ГСБ-400. Експеримент тривав 5 діб для кожного значення $\Delta\tau_{\text{п}}$. Результати засвідчили, що в досліджуваному діапазоні $\Delta\tau_{\text{п}} = 1 - 5$ разів на добу оптимальним виявилось триразове перемішування на добу. Результати досліджень наведені в таблиці 3.

Результати досліджень другої серії експериментів

$\Delta\tau_{\Pi}$, разів/добу	Вихід газу V_{Γ} , м ³ /добу
1	6
2	6,45
3	6,76
4	6,76
5	6,76

Висновки

Проведено експериментальні дослідження роботи чотирьох типів перемішувачів пристроїв, три з яких виявилися непридатними для роботи в даних умовах. Визначено тип перемішувача пристрою, який відповідає ефективному руйнуванню плаваючого шару. Ефективність руйнування плаваючого шару поза зоною перемішування забезпечується підняттям його вище рівня зони перемішування, та відпадання внаслідок „підмивання” периферійної зони. Отримано оптимальні конструктивні та робочі параметри шнекової мішалки: $d = 0,6D$; $d_{\text{пр}} = 0,7D$; $h = 0,3D$; $h_{\text{я}} = 0,1D$; $\tau_{\Pi} = 300$ с.

Експериментально визначено оптимальне значення періодичності перемішування $\Delta\tau_{\Pi} = 3$ разів на добу, яке забезпечує оптимальний вихід біогазу.

Список літератури

1. Баадер В. Биогаз. Теория и практика / Пер. с англ. под редакцией В.Д. Виленского. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
2. Vavilin V.A., Rytov S.V., Pavlostathis S.G., Jokela J., Rintala J. A distributed model of solid waste anaerobic digestion: sensitivity analysis. *Wat Sci Technol* 2003, 48/4. – P. 147 – 154.
3. Х. Геррман. Шнековые машины в технологии. Пер. с нем. под ред. Л.М. Фридмана. – Л.: Химия, 1975.

Рукопись поступила 03.04.2007 г.

Ильченко К.Д. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Тарасевич Т.Ю. – ведущий инженер, НПП Энерготех-Т

ИССЛЕДОВАНИЕ ТИПОВ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СМЕСЕЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ОТ СОСТАВА И ТЕМПЕРАТУРЫ

Изучена геометрия поверхностей теплофизических свойств двухкомпонентных смесей металлургических материалов.

Введение

Исследование теплофизических свойств с помощью симплекс-решетчатого планирования позволяет выполнить поиск материалов или смесей с заранее заданными теплофизическими свойствами (минимальными или максимальными).

Основополагающей работой в этом направлении была статья А. Шеффе [1], в которой были предложены решетчатые планы (канонические полиномы Шеффе), которые до настоящего времени являются достаточно распространенными в практике исследований.

Основным преимуществом симплекс-решетчатых планов является минимальное количество экспериментов (планы насыщенные), простота их реализации, последовательная композиционность планов (до некоторого порядка) и несложность формул для расчетов коэффициентов аппроксимирующих полиномов.

Применение метода прямых произведений [2] позволяет включить в симплекс-решетчатое планирование несмесевые факторы (например, температуру), что характерно для исследования теплофизических свойств.

Состояние вопроса

Опыт, накопленный авторами, свидетельствует об эффективности использования планирования эксперимента при исследовании теплофизических свойств. Однако, в металлургических исследованиях планирование эксперимента применяется мало. Так, обзор, выполненный Чмелевой Т.А. и Адлером Ю.П. [3], показывает, что симплекс-решетчатое планирование эксперимента с построением диаграмм состав-свойство наиболее широко применяется в металловедении (43 работы), органической химии (30 работ), при исследовании строи-

тельных материалов (29 работ), тогда как об исследованиях в области металлургии имеется всего лишь 5 публикаций.

Расширение круга исследователей, применяющих методы симплекс-решетчатого планирования на диаграммах состав – свойство приведет к получению новых данных, к постановке новых задач и прогрессу в данном важном направлении исследований.

Постановка задачи

Чаще всего симплекс-решетчатое планирование используется для исследования трехкомпонентных смесей. применительно к исследованию теплофизических свойств металлургических материалов с различными целями (например, поиск шихт с минимальной энтальпией), кроме трех смесевых факторов (состав), необходимо в планирование и исследование включать также несмесевой количественный фактор – температуру. Геометрическая интерпретация результатов в этом случае производится в виде контурных кривых (линий равного значения свойства) поверхности отклика на трехкомпонентных диаграммах для изотермических срезов. Даже если шаг по температуре составляет 100 °С, количество диаграмм по одному свойству больше десяти при высокотемпературных исследованиях, что достаточно громоздко.

Если же сделать шаг вниз и исследовать свойства двухкомпонентных смесей, количество которых в металлургии и коксохимии достаточно, можно в качестве геометрической интерпретации представить объемную модель зависимости свойств от состава и температуры, где свойства (теплоемкость, коэффициент теплопроводности) будут представлены в виде поверхности.

Таким образом, задачей данной работы является исследование геометрического вида поверхностей теплофизических свойств на примере двухкомпонентных смесей металлургических материалов.

Методика расчета

При использовании симплекс-решетчатого планирования полученные модели анализируются в зависимости от поставленной задачи. Чаще всего необходимо провести исследование модели на экстремум, для чего используется каноническое преобразование модели [4]. Каноническое преобразование содержит две процедуры: перенос начала координат в экстремальную точку и замену старых координатных осей новыми, повернутыми на некоторый угол относительно старых осей. Условием экстремума является равенство нулю первых производных данного свойства по смесевым факторам.

Для переноса начала координат в экстремальную точку необходимо продифференцировать имеющуюся модель по каждому из фак-

торов, в результате чего получается система линейных уравнений, решение которой дает координаты экстремальной точки. После подстановки координат экстремальной точки в исходную модель получаем значение свойства в экстремальной точке.

Замена координатных осей новыми сводится к решению характеристического уравнения, полученного из канонического уравнения, и определению направляющих косинусов. По каноническому виду уравнения можно классифицировать экстремальную точку и поверхность отклика, что и было сделано авторами для рудно-угольных смесей с полимерными добавками [5].

Таким образом, каноническое преобразование модели хотя и возможно для любого числа факторов, действующих в исследуемой системе, само по себе является достаточно громоздким. В случае четырех и более факторов переход к каноническому виду становится очень громоздким и трудоемким и требует привлечения специальных методов [6].

Анализ полученных результатов

Многолетние исследования теплофизических свойств материалов авторами, а также результаты исследования других авторов указывают на то, что зависимость теплофизических свойств от температуры в случае исследования одного материала чаще всего адекватно описывается полиномом второй степени. Линейные зависимости равно как и полиномы более высоких степеней встречаются чрезвычайно редко.

При каноническом преобразовании модели по знаку корней характеристического уравнения получают поверхности четырех типов:

- гиперболический параболоид (седло);
- эллиптический параболоид (гамак);
- стационарное возвышение;
- возрастающее возвышение (гребень).

Авторами исследованы теплофизические свойства пяти трехкомпонентных смесей и построен 81 симплекс, а также шестнадцать двухкомпонентных и построены 29 объемных моделей. Для трехкомпонентных смесей строились изолинии теплофизических свойств на трехкомпонентных диаграммах, по которым при определенном навыке можно идентифицировать вид поверхности отклика, не прибегая к каноническому преобразованию моделей.

Для двухкомпонентных смесей строились объемные модели, виды которых для теплоемкости и коэффициента теплопроводности представлены на рис. 1, 2 [7]. В данном случае исследовались теплофизические свойства смеси сырого оксидного марганцевого концентрата (ОМК) Никопольского месторождения с газовым углем марки

Г11 шахты “Першотравневая”, содержащим 6,1 % золы и 45,2 % летучих веществ. Измерения теплофизических свойств выполнены в интервале температур пластического состояния угля через каждые 10 °С

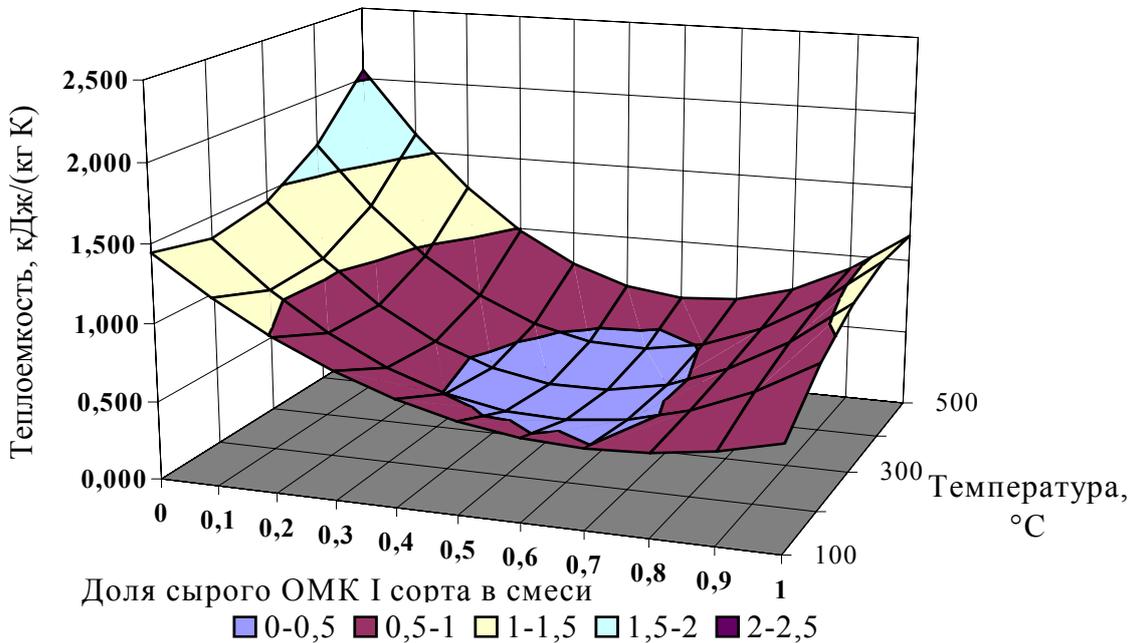


Рис. 1. Зависимость теплоемкости смеси сырого ОМК I сорта с углем от состава и температуры

На объемной диаграмме представлена теплоемкость в виде поверхности отклика. Продольные линии на ней – температуры (100, 200 ... 500 °С), поперечные – содержание оксидного концентрата в смеси. Линия на левой грани (видимой) представляет собой зависимость теплоемкости угля от температуры, линия на правой грани (невидимой) – это зависимость теплоемкости ОМК от температуры. Линия на невидимой передней грани представляет собой зависимость теплоемкости смеси от состава при температуре 100 °С. Линия на видимой задней грани – это зависимость теплоемкости смеси от состава при температуре 500 °С.

Контурные линии на поверхности отклика представляют собой изолинии теплоемкости смеси значений 0,5, 1,0, 1,5 и 2,0 кДж/(кг·К) соответственно и являются эллипсами или его частями. Эллипсоидная впадина в центре имеет минимум, соответствующий значению теплоемкости < 0,5 кДж/(кг·К). Максимум значения теплоемкости в исследованной области соответствует значению теплоемкости оксидного концентрата при температуре 500 °С.

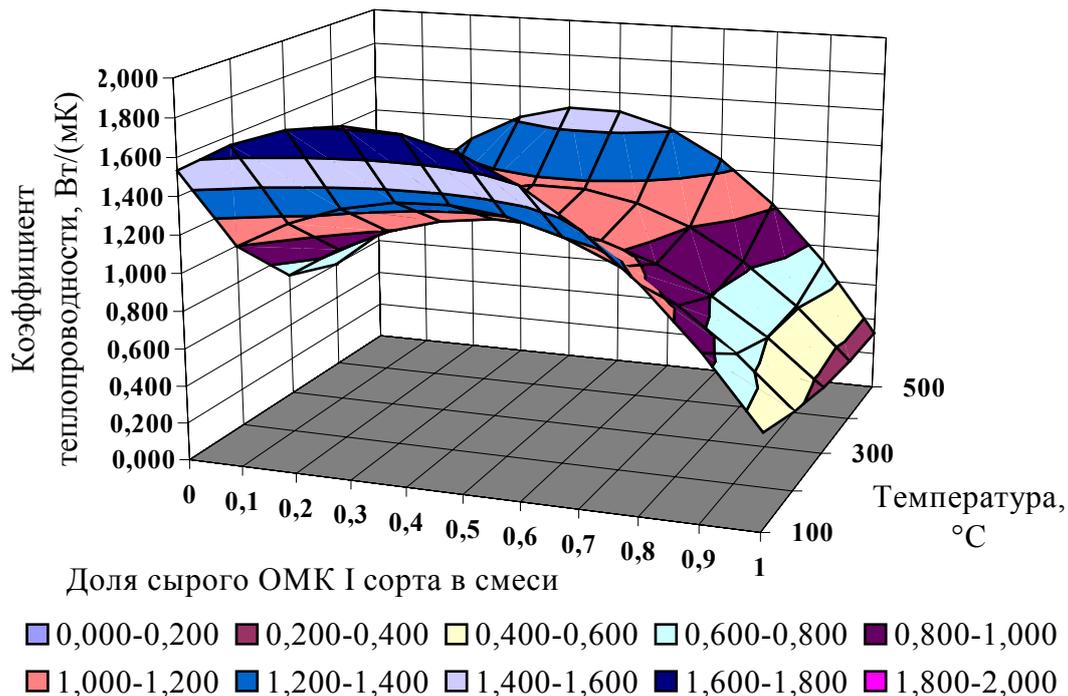


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплопроводности смеси сырого ОМК I сорта с углем от состава и температуры

Для коэффициента теплопроводности изолинии являются гиперболами. В центре поверхности имеется «седло» или «минимум» (максимум по составу, минимум по температуре). Поверхность коэффициента теплопроводности представляет собой гиперболический параболоид, от центра поверхности по одной оси идет увеличение коэффициента теплопроводности, по другой – уменьшение.

Типы поверхностей теплофизических свойств трехкомпонентных смесей имеют такой же характер, так как вид поверхности зависит не от состава и числа компонентов, а от теплофизических свойств.

Выводы

Результаты приведенных исследований позволяют указать следующие преимущества представления теплофизических свойств в виде поверхностей зависимости от состава и температуры.

1. На гранях параллелепипеда, высекаемого из пространства факторами (составом и температурой), видны свойства отдельных компонентов в зависимости от температуры.

2. На ребрах параллелепипеда видны максимальные и минимальные значения отдельных компонентов.

3. На поверхности свойств видны локальные экстремумы значений свойств в зависимости от состава и температуры.

4. Нет необходимости канонического преобразования моделей и математического исследования их свойств.
5. Представление моделей чрезвычайно наглядно.
6. Количество экспериментов минимально.

Список литературы

1. Scheffe H. Experiments with Mixtures // Journal of Royal Statistical Society, Series B. – 1958. – Vol. 20. – P. 344 – 360.
2. Гогоберидзе Н.В., Зедгинидзе И.Г. О методе прямых производений в планировании эксперимента для изучения сложных систем // Применение математических методов для исследования многокомпонентных систем. – М.: Металлургия, 1974. – С. 128 – 133.
3. Чмелева Т.А., Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при построении диаграмм состав-свойство (обзор) // Применение математических методов для исследования многокомпонентных систем. – М.: Металлургия, 1974. – С. 11 – 42.
4. Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. – Киев: Техника, 1975. – 168 с.
5. Ильченко К.Д., Морозенко Е.П. Планирование эксперимента при исследовании теплофизических свойств шихтовых материалов металлургии. – Дніпропетровськ: Січ, 2004. – 176 с.
6. Иоффе А. Д., Тихомиров В. М. Теория экстремальных задач. – М.: Наука, 1974. – 480 с.
7. Ильченко К.Д., Тарасевич Т.Ю. Теплофизические свойства двухкомпонентных смесей металлургии и коксохимии. – Днепропетровск: Има-прес, 2004. – 96 с.

Рукопись поступила 02.04.2007 г.

Ильченко К.Д. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Тарасевич Т.Ю. – ведущий инженер, НПП Энерготех-Т

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТОПЛИВ – ОСНОВНОЕ УСЛОВИЕ ЭКОНОМИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Снижение зольности энергетических топлив и оптимизация их поставок позволит снизить расход природного газа.

Введение

Тепловые электрические станции (ТЭС) в настоящее время составляют две трети установленной мощности энергетики Украины и обеспечивают примерно половину производства электроэнергии в стране. Теплоэнергетика Украины ориентирована на ископаемый уголь, как основной энергоноситель местного происхождения.

Разведанных запасов углей в Украине 50 млрд. т [1]. При уровне добычи 200 млн. т в год их должно хватить на 250 лет. Однако низкое качество поставляемых из шахт и обогатительных фабрик углей (в первую очередь, их высокая зольность) не позволяют эффективно их использовать по традиционной технологии.

Большинство котельных агрегатов ТЭС запроектировано на предельную расчетную зольность 18 %, а поступающий на ТЭС антрацитовый штыб (АШ) зольностью 30 % и выше, не может устойчиво гореть в котлах пылеугольных электростанций без добавления 20 % по теплу природного газа или мазута.

Кроме того, необходимо решать и возникающие при сжигании угольной пыли сложные экологические проблемы.

В настоящее время в теплоэнергетике основной особенностью является использование на большинстве энергоблоков технологии факельного сжигания пылеугольного топлива с жидким шлакоудалением, предъявляющей жесткие требования к качеству топлива, а также недостаточное обеспечение ТЭС энергетическими углями из-за сокращения объемов их добычи и снижения качества поставляемого угля.

Состояние вопроса

В Украине работают четырнадцать пылеугольных ТЭС общей установленной мощностью 21,4 млн. кВт, которые сжигают ежегодно

35572 тыс. т угля [1]. В табл. 1 представлена характеристика пылеугольных электростанций Украины.

Таблица 1

Характеристика пылеугольных электростанций Украины

Электростанция	Установленная мощность, МВт	Расход топлива, тыс.т/год	Уд. расход топлива ^x , г у.т./кВт·ч
Кураховская	1400	4148	387,2
Криворожская	3000	6384	406,5
Бурштынская	2400	2316	398,0
Приднепровская	1800	2723	401,0
Старобешевская	2000	3452	409,4
Луганская	1900	2611	468,6
Ладыженская	1800	1908	365,0
Запорожская	1200	2546	344,0
Змиевская	1200	4522	369,7
Угледгорская	1200	690	341,4
Трипольская	1200	2515	367,5
Славянская	800	658	443,3
Доброворская	300	220	412,5
Зуевская	1200	879	366,7
Итого	21400	35572	391,5

^x – по материалам Минэнерго Украины.

В табл. 2 представлено производство электрической энергии тепловыми, гидроэлектростанциями (ГЭС) и атомными электрическими станциями (АЭС) Украины.

Таблица 2

Производство электрической энергии электростанциями Украины

		1994	1995	1996
ТЭС	Млрд. кВт·ч	122,1	113,2	94,6
	Процент от общего производства	60,0	58,4	51,7
ГЭС	Млрд. кВт·ч	12,3	10,1	8,8
	Процент от общего производства	6,1	5,2	4,8
АЭС	Млрд. кВт·ч	68,8	70,5	79,6
	Процент от общего производства	33,9	36,4	43,5
Всего		203,2	193,8	183,0

Примерно 50 % и более электроэнергии производится ТЭС Украины, около 5 % электроэнергии производится на ГЭС, и около 43 % – на АЭС.

На ТЭС в качестве топлива используются каменные, газовые и частично бурые угли, а также мазут и природный газ.

В табл. 3 приведены составы твердого топлива, используемого на ТЭС Украины [2].

Таблица 3
Состав (%) и теплота сгорания энергетических углей Украины

Топливо	W ^p	A ^p	S ^p _к	S ^p _{ор}	C ^p	H ^p	N ^p	O ^p	Q _н ^p , МДж/кг
Донецкий АШ	8,5	22,9	1,0	0,7	63,8	1,2	0,6	1,3	22,58
Донецкий ТР*	5,0	23,8	2,0	0,8	62,7	3,1	0,9	1,7	15,0
Донецкий ГР	8,0	23,0	2,0	1,2	55,2	3,8	1,0	5,8	22,04
Львовско-Вольнский ГР	10,0	19,8	1,8	0,8	55,5	3,7	0,9	7,5	21,98
Промпродукт мокрого обогащения Ж, К, ОС	9,0	35,5	1,9	0,6	45,5	2,9	0,9	3,7	30,0
Промпродукт мокрого обогащения Г	9,0	54,6	3,2		44,0	5,1	0,8	5,3	42,0

* ТР – тощий рядовой; ГР – газовый рядовой; Ж – жирный; К – коксующийся; ОС – отощенный семечко; Г – газовый.

Постановка задачи

В настоящее время в Украине потребляется чуть более 70 млрд. м³ в год природного газа. Задачей данного исследования является прогнозная оценка возможности снижения расхода природного газа за счет улучшения качества твердого топлива.

В табл. 4 представлена динамика изменения зольности, влажности и теплоты сгорания основных энергетических углей Украины за 30 лет.

Как видно из табл. 4, за двадцатилетие с 1975 по 1995 годы качество энергетических углей Украины неуклонно снижалось (зольность топлив возрастала, а теплота сгорания уменьшалась). Причин этому было много, в том числе выработка слоев качественного угля, отсутствие строительства новых шахт, слабый контроль качества поставляемых углей. За последнее десятилетие наметилась тенденция к улучшению качества углей.

Таблица 4

*Динамика изменения зольности, влажности
и теплоты сгорания энергетических углей Украины*

Показатели	Годы					
	1975	1980	1985	1990	1995	2005
Антрацитовый штыб (АШ)						
Зольность сухой массы A^c , %	26,6	30,8	36,3	36,8	37,6	24,1
Теплота сгорания Q_n^p , МДж/кг	21,7	20,8	18,2	18,0	17,5	23,4
Влажность W^p , %	10,1	10,3	9,8	10,1	10,4	6,5
Тощий уголь Донбасса						
Зольность сухой массы A^c , %	26,2	30,2	33,5	33,6	36,1	24,0
Теплота сгорания Q_n^p , МДж/кг	22,0	21,0	19,5	19,4	18,3	22,5
Влажность W^p , %	8,2	8,7	8,1	9,0	9,1	8,2
Газовый (каменный) уголь Донбасса						
Зольность сухой массы A^c , %	28,8	31,2	36,9	36,4	35,9	22,3
Теплота сгорания Q_n^p , МДж/кг	21,4	19,7	18,0	18,1	18,5	20,9
Влажность W^p , %	9,1	9,6	9,8	10,1	18,4	11,0
Газовый (каменный) уголь Львовско-Волинского бассейна						
Зольность сухой массы A^c , %	31,1	37,7	35,9	36,8	37,8	28,0
Теплота сгорания Q_n^p , МДж/кг	19,8	18,0	18,2	18,1	17,6	20,5
Влажность W^p , %	7,9	7,5	10,4	9,6	9,8	10,0

Повышение качества топлива и экономия природного газа

Поставки недостаточно качественного топлива и не в соответствии с проектными данными ТЭС приводят к перерасходу дефицитного импортируемого природного газа, который используется при сжигании твердых топлив.

В последние годы намечается слабая тенденция к снижению расхода природного газа в структуре использования топлива и объемов производства электроэнергии на ТЭС Украины, что видно из рис. 1.

Вместе с тем из рис. 1 видно, что за десятилетие с 2000 до 2010 года отпуск электроэнергии увеличился примерно с 75 до 80 млрд. кВт·ч, при этом имеется тенденция снижения расхода природного газа с 2004 по 2010 годы на 875 тыс. т у.т. за счет введения в потребление на ТЭС специально подготовленных топливных смесей на основе малозольного шлама и бурого угля.

В Украине имеется целый ряд ТЭС, удаленных от мест добычи твердого топлива: Трипольская, Криворожская, Ладыжинская, Бурштынская. Для этих станций целесообразно предусмотреть преимущественную поставку малозольных углей для снижения удельных транспортных затрат.

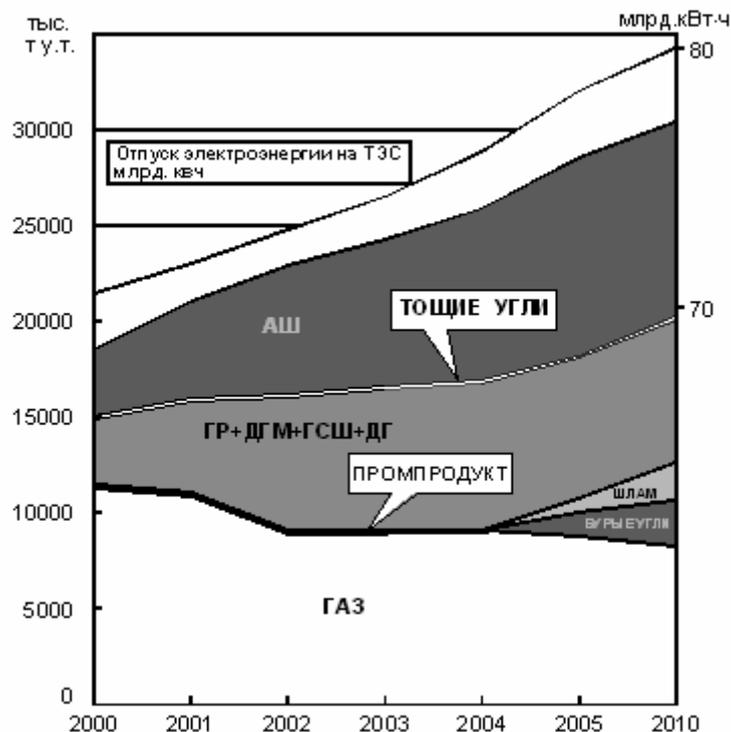


Рис. 1. Структура использования топлива и объемов производства электроэнергии на ТЭС Украины

(ГР – газовый рядовой; ДГМ – длиннопламенный газовый мелкий; ГСШ – газовый спекающийся штыб; ДГ – длиннопламенный газовый)

Анализ полученных результатов

На рис. 2 представлена динамика составляющих тарифа на электроэнергию, производимую ТЭС. В структуре тарифа на отпуск электрической энергии затраты на топливо составляли в 2002 году 8,75 коп., а в 2010 году прогнозируются 10,25 коп., что представляет собой 50 % составляющих тарифа, который имеет в последние годы тенденцию к увеличению за счет возрастания цены импортируемого природного газа.

До 2002 года основной проблемой тепловых электростанций было низкое качество поставляемых углей, зольность которых составляла 36 – 39 % против проектной 18 – 22 %. После введения ДСТУ 4083-2002 «Угли каменные и антрацит для пылевидного сжигания на электростанциях. Технические условия», разработанного Техническим комитетом Украины по стандартизации ТК-92 и институтом угольных энерготехнологий (ИУЭ), у генкомпаний-поставщиков угля и ТЭС впервые появились законные основания закладывать в договора поставки требования по зольности, влажности и теплоте сгорания угля, близкие к проектным.

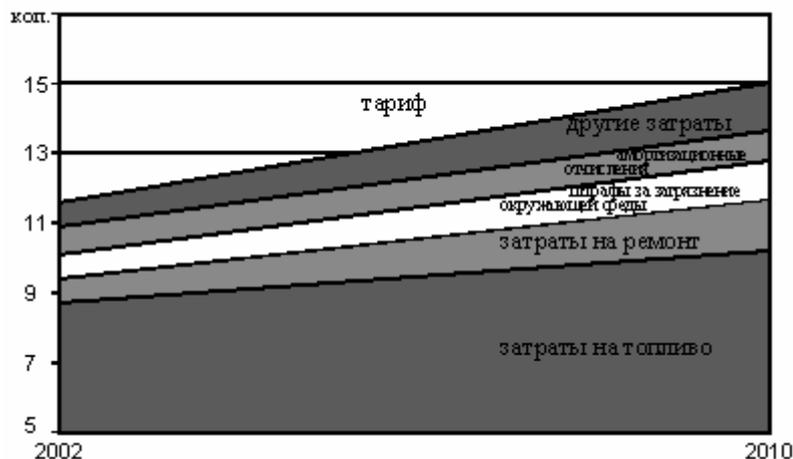


Рис. 2. Динамика составляющих тарифа ТЭС на отпуск электроэнергии

В связи с этим в последние годы наметилась тенденция к улучшению качества энергетического угля, поставляемого на ТЭС. В табл. 5 представлены объемы и качество угля (теплота сгорания, зольность, влажность), поставленного на ТЭС за 11 месяцев 2003 г. основными углеставляющими компаниями Украины.

Таблица 5

Объемы и качество угля, поставленного на ТЭС в 2003 г.

ТЭС	Поставлено, тыс. т	Теплота сгорания, МДж/кг	Зола %	Влага, %
1	2	3	4	5
ОАО Днепроэнерго				
Приднепровская	1837,59	23,41	21,9	7,6
Криворожская	1427,56	22,56	29,9	5,7
Запорожская	2185,33	20,29	25,1	10,7
Всего	5450,48	21,94	25,3	8,3
ОАО Донбассэнерго				
Славянская	1292,88	22,53	23,2	7,5
Старобешевская	2353,17	22,91	23,0	8,2
Всего	3646,05	22,77	23,1	8,0
ОАО Западэнерго				
Бурштынская	3103,6	20,18	27,3	10,7
в т. ч. импорт	679,6	21,51	24,6	9,4
Доброворская	947,5	21,28	25,5	7,0
в т. ч. импорт	400,4	21,73	21,0	9,4
Ладзыжинская	1091,6	19,71	25,4	12,4
в т. ч. импорт	5,0	19,74	20,9	9,4
Всего	5142,7	20,28	26,6	10,4

Продолжение табл. 5

1	2	3	4	5
ОАО Центрэнерго				
Угледорская	1979,6	21,06	24,5	10,7
Змиевская	2189,66	22,74	24,4	7,1
Трипольская	1384,54	22,25	24,4	6,9
Всего	5553,8	22,02	24,4	8,3
Минтопэнерго	19793,02	21,68	24,4	8,8
ОАО Востокэнерго				
Зуевская	1799,9	21,24	22,0	9,5
Луганская	1710,4	24,04	22,7	6,0
Кураховская	2288,33	20,79	25,2	9,4
Всего	5798,63	21,89	23,5	8,4
Вместе с Востокэнерго	25591,65	21,73	24,6	8,7

Несмотря на то, что в 2003 г. зольность поставляемых топлив была снижена в среднем до 25 %, оказалось, что низкая зольность топлива еще не является гарантией эффективного сжигания угля.

Есть некое оптимальное соотношение тощего угля и антрацитов с различной плавкостью золы, обеспечивающее эффективное сжигание угля. Также нужно иметь ввиду, что теплоизоляция нижней радиационной части топок с жидким шлакоудалением поддерживается за счет гарниссажа из застывшего шлака, который нарушается при низкой зольности угля.

Оптимизация поставок углей может иметь следующие приоритетные направления:

- для ТЭС, сжигающих антрациты и тощие угли, оптимизация соотношения углей для обеспечения наилучших условий воспламенения и горения, а также оптимизация соотношения поставок антрацита с различной температурой плавкости золы для обеспечения наилучших условий жидкого шлакоудаления;

- для ТЭС, сжигающих каменные (газовые) угли – расширение топливной базы за счет поставок малозольных шламов и Днепровского бурого угля при условии разработки и внедрения методов их подготовки к сжиганию, отвечающих техническим требованиям котлоагрегатов;

- для ТЭС, удаленных от угледобывающих регионов – преимущественную поставку малозольных углей для снижения удельных транспортных затрат;

- обеспечение поставок на ТЭС углей оптимального качества за счет заключения договоров поставки и контроля качества поставок на основе стандартов и нормативных документов;

– использование малозольных шламов металлургических предприятий вместе с углями Александрийского бурогоугольного региона при условии их специальной подготовки;

– поставки обогащенного антрацитового штыба на ТЭС, расположенные вблизи крупных накопителей штыба (Славянскую, Старобешевскую).

Выводы

Анализ работы ТЭС показывает, что оптимальная зольность антрацита и тощего угля с учетом технического состояния блоков составляет 20 – 24 %, угля газовой группы – 24 – 28 %.

ДСТУ 4083-2002 и введенный в действие ГТР 34.09-2003 «Входной контроль топлива на ТЭС и организация претензионной работы. Методические указания», разработанный ИУЭ НАН и Министерством топлива и энергетики Украины, предусматривают возможность внесения в договора поставки требований по верхнему и нижнему пределу зольности, по температурам плавкости золы, прогрессивную шкалу скидок-надбавок за отклонение фактических показателей качества от договорных.

ИУЭ разработаны рекомендации по оптимизации поставок энергетических углей на ТЭС. Привлечение дополнительных топливных ресурсов для использования на расположенных в угледобывающих регионах электростанциях позволит поставлять малозольные угли на удаленные ТЭС: Трипольскую, Ладыжинскую и Бурштынскую.

Оптимизация соотношения тощего угля, антрацита Ровеньковской и других обогатительных фабрик в поставках на ТЭС, сжигающих антрациты и тощие угли, за счет улучшения условий горения и шлакоудаления позволит высвободить значительные объемы природного газа, который может быть использован в отрасли гораздо более эффективно, чем для подсветки факела.

Список литературы

1. Охорона навколишнього природного середовища в Україні. – К.: Видавництво Раєвського, 1997. – 95 с.

2. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. Н.В. Кузнецова, И.Е. Дубровского, Э.С. Красиной. – М.: Энергия, 1973. – 295 с.

Рукопись поступила 02.04.2007 г.

РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТІВ ПРОМЕНИСТОГО ТЕПЛООБМІНУ ЗАПИЛЕНИХ ГАЗОВИХ ПОТОКІВ В НАСАДКАХ РЕГЕНЕРАТОРІВ ПАЛИВНИХ ПЕЧЕЙ

Представлено уточнену методичку розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням у каналах насадки регенеративних теплообмінників паливних печей з обліком запиленості газового потоку.

Постановка завдання

Підвищення ефективності роботи регенеративних теплообмінних апаратів, які широко використовуються для високотемпературного нагріву повітря в теплотехнічних комплексах в металургійній, коксохімічній, скляній промисловості, пов'язано з необхідністю моделювання нестационарних теплообмінних процесів в насадці. При цьому визначення достовірних значень коефіцієнтів тепловіддачі з урахуванням особливостей роботи та властивостей технологічних агрегатів є одним з основних завдань. В період нагрівання насадки продуктами згоряння палива має місце складний теплообмін, сумарний коефіцієнт тепловіддачі визначається як сума коефіцієнтів променистого $\alpha_{\text{пр}}$ і конвективного $\alpha_{\text{к}}$ теплообміну, а в повітряний період приймається рівним $\alpha_{\text{к}}$. Стосовно високотемпературних агрегатів питання розрахунку випромінювання теплоносіїв у різній постановці з рядом спрощень викладено в роботах [1 – 4].

В тому разі, якщо поглинаюча здатність стінки $\varepsilon_{\text{ст}}$ мало відрізняється від поглинаючої здатності чорної стінки (до 20 %), то для розрахунку коефіцієнтів променистого теплообміну в роботі [4] рекомендована залежність

$$\alpha_{\text{пр}} = 5,67 \cdot \varepsilon_{\text{ст}} \left[\varepsilon_{\text{г}} \cdot \left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \varepsilon_{\text{гс}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] / (T_{\text{г}} - T_{\text{ст}}), \quad (1)$$

де $\varepsilon_{\text{г}}$ та $\varepsilon_{\text{гс}}$ – поглинаюча здатність газу при температурі газу та стінки, відповідно; $T_{\text{г}}$, $T_{\text{ст}}$ – температура газу й стінки; $\varepsilon_{\text{ст}}$ – поглинаюча здатність стінки. Значення $\varepsilon_{\text{ст}}$ для різних вогнетривких матеріалів насадок наведені в літературі [3, 4].

Відзначимо, що для точних розрахунків, або у випадку $\varepsilon_{\text{ст}} < 0,8$, не можна зневажати залишковим додатковим випромінюванням стінки та випромінюванням, що відбивається від стінки. Так, для розраху-

нку коефіцієнтів променистого теплообміну у каналах насадки доменних повітрянагрівачів використовується формула [5]:

$$\alpha_{\text{пр}} = 5,67 \cdot \left[\left(\frac{\varepsilon_{\Gamma}}{\varepsilon_{\text{ГС}}} \right) \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100} \right)^4 \right] / \left[\left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{ГС}}} - 1 \right) (T_{\Gamma} - T_{\text{СТ}}) \right]. \quad (2)$$

Більш точний метод розрахунку променистого теплообміну був запропонований у роботі [6]. Так як газом поглинається не все відбите випромінювання, то частина енергії, що залишилася, знову частково відбивається стінкою. При цьому залишається певна частка випромінювання, яка не поглинена, тому процес триває із енергією, яка поступово зменшується. Тоді повна енергія може бути представлена у вигляді нескінченного ряду, підсумувавши який, автор роботи [6] отримав для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням наступну залежність

$$\alpha_{\text{пр}} = 5,67 \cdot \left[\bar{\varepsilon}_{\Gamma} \cdot \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 - \bar{\varepsilon}_{\text{ГС}} \cdot \left(\frac{T_{\text{СТ}}}{100} \right)^4 \right] / (T_{\Gamma} - T_{\text{СТ}}), \quad (3)$$

де $\bar{\varepsilon}_{\Gamma}$ та $\bar{\varepsilon}_{\text{ГС}}$ – поглинаюча здатність газу з урахуванням додаткового відбиття та поглинання променистої енергії.

Тут для визначення $\bar{\varepsilon}_{\Gamma}$ і $\bar{\varepsilon}_{\text{ГС}}$ використовується еквівалентна збільшена товщина випромінюючого шару s' . Знаючи поглинаючу здатність стінки $\varepsilon_{\text{СТ}}$ та дійсну товщину шару s , значення s' можна знайти як $s' = s / \varepsilon_{\text{СТ}}^{0,85}$. По відомих температурах газу і стінки, а також добутку парціального тиску та товщини випромінюючого шару ps' розраховують поглинаючу здатність ε' . При одночасному випромінюванні вуглекислого газу й водяної пари ступінь чорноти суміші через перекриття смуг випромінювання буде менше на величину $\Delta\varepsilon' = \varepsilon'_{\text{CO}_2} \cdot \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$. Тоді $\varepsilon' = \varepsilon'_{\text{CO}_2} + \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\varepsilon'$. Остаточний вираз для $\bar{\varepsilon}$ буде мати вигляд $\bar{\varepsilon} = \varepsilon_{\text{СТ}} \cdot \varepsilon'$.

Відзначимо, що в період нагрівання насадки у регенераторах високотемпературних плавильних печей продукти згоряння можуть мати значний вміст пилу шихтових матеріалів, що впливає на інтенсивність променистого теплообміну і значно ускладнює його розрахунок. Цей фактор практично не враховувався раніше в існуючих методиках теплового розрахунку регенераторів.

Тому для уточнених розрахунків коефіцієнтів променистого теплообміну з урахуванням запиленості газового потоку пропонується скористатися методикою, що розроблена для паливних печей [7]. Вплив запиленості на величину $\alpha_{\text{пр}}$ враховується шляхом введення коефіцієнту $\kappa_{\text{п}}$, який визначається за формулою

$$\kappa_{\text{п}} = 1,5 \cdot \mu_{\text{п}}^0 \cdot \frac{273}{T_{\Gamma}} \cdot \frac{P_{\Gamma}}{P_0 d_{\text{п}} \rho_{\text{п}}}, \quad (4)$$

де $\mu_{\text{п}}^0$ – питома концентрація часток; $P_{\text{г}}$ – тиск запиленого газового потоку; $d_{\text{п}}$ – діаметр часток пилу; $\rho_{\text{п}}$ – щільність часток пилу.

В цьому випадку для оцінки поглинальної здатності запилених газових потоків паливних печей з різними розмірами часток пилу використана залежність, у якій замість $d_{\text{п}}$ підставляється середній розмір часток пилу, мкм:

$$\bar{d}_{\text{п}} = 1 / \sum \frac{\mu_{\text{п}i}^0}{\mu_{\text{п}}^0 \cdot d_{\text{п}i}}, \quad (5)$$

де $\mu_{\text{п}i}^0$ – концентрація часток даної фракції із середнім діаметром $d_{\text{п}i}$. Фізико-хімічні властивості пилу печей різних виробництв наведені в [8].

Результати дослідження

З урахуванням такого підходу виконано розрахунки коефіцієнтів променистого теплообміну для регенераторів з насадкою типу Topfstein, виконаною з формових плавнелитих вогнетривів, в діапазоні температур 100 – 1300 °С, що відповідає реальним умовам експлуатації теплообмінників. Результати представлені на рис. 1, де криві 1, 2 відображають значення $\alpha_{\text{пр}}$ в каналі розміром 160 мм для запиленого і чистого потоку, а криві 3, 4 – величини $\alpha_{\text{пр}}$ при розмірі каналу 140 мм. Концентрація пилу прийнята 650 мг/м³; середній розмір часток пилу – 7,2 мкм; щільність часток пилу – 2730 кг/м³. Як видно з рис. 1, при температурах більше 700 °С значення коефіцієнтів променистого теплообміну $\alpha_{\text{пр}}$ при урахуванні запиленості потоку може бути на 10 – 40 % більше, ніж для чистого газового потоку.

На рис. 2 показано вплив концентрації часток пилу на величину коефіцієнту $\alpha_{\text{пр}}$. Лінія 1 – результати розрахунків при концентрації пилу 650 мг/м³, лінія 2 – 450 мг/м³. Як видно з рисунку, збільшення концентрації часток пилу також сприяє росту інтенсивності променистого теплообміну в каналах насадки регенератора.

Для розрахунку теплообміну в каналах насадки регенератора використовували наведений коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{нав}}$, у якому враховувався також вплив зміни температури газу та поверхні насадки безпосередньо після зміни режиму роботи регенератора:

$$\alpha_{\text{нав}} = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{пр}}) [1 + \text{Vi} \cdot (1/6 - 1/180 \cdot R)] \quad \text{для } R < 10,$$

$$\alpha_{\text{нав}} = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{пр}}) \left[1 + \text{Vi} \cdot \left(\frac{0,357}{\sqrt{0,3 - R}} \right) \right] \quad \text{для } R > 10, \quad (6)$$

де Vi – число Біо; $R = \frac{b^2}{2a} \left(\frac{1}{\tau_{\text{г}}} + \frac{1}{\tau_{\text{п}}} \right)$; b – товщина стінки елемента насадки; a – коефіцієнт температуропровідності насадки; $\tau_{\text{г}}$, $\tau_{\text{п}}$ – тривалість циклів нагрівання й охолодження.

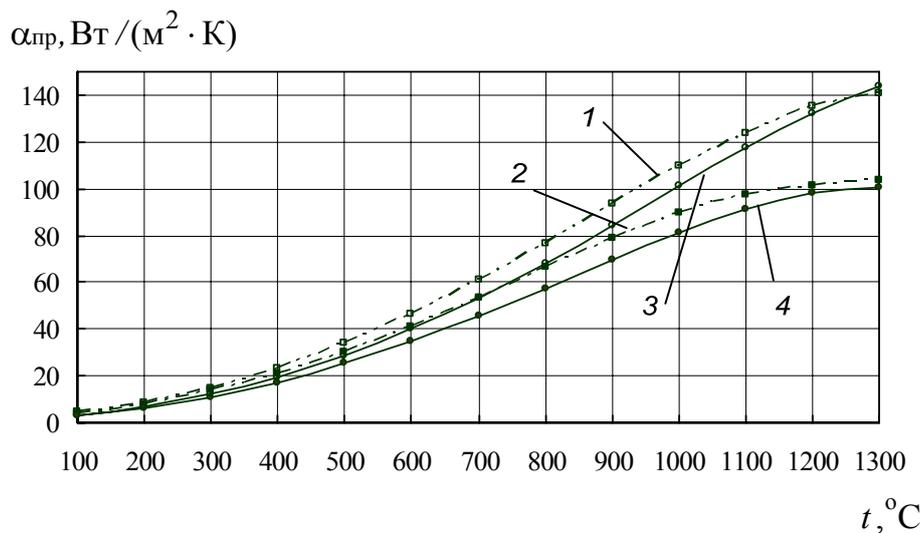


Рис. 1. Вплив запиленості газового потоку на коефіцієнт $\alpha_{пр}$ у каналах насадки регенератора

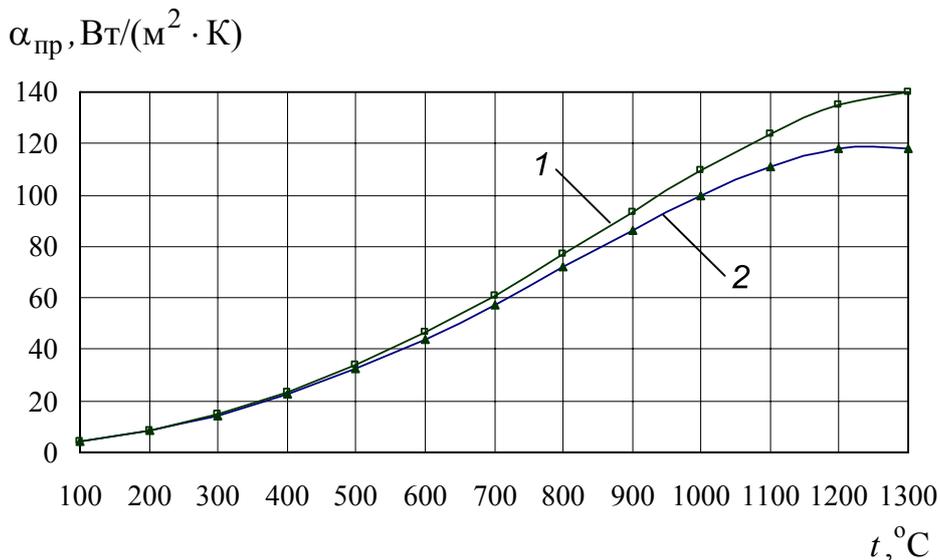


Рис. 2. Зміна коефіцієнту тепловіддачі випромінюванням в залежності від концентрації часток пилу

Представлена в роботі методика розрахунку коефіцієнтів теплообміну в каналах насадки була використана в якості окремого блоку в математичній моделі регенераторів плавильних печей шахтного та ванного типів [9 – 11].

На рис. 3 представлені результати розрахунків для регенератора плавильної печі скляного виробництва питомою продуктивністю 0,883 т/(м²·добу). Насадка – Topfstein із плавленолитих вогнетривів з розміром каналу 140 мм. Швидкість димових газів – 0,31 м³/с; температура димових газів на вході в регенератор – 1200 °С; висота насадки $h = 6,75$ м.

Як свідчать результати розрахунків, різниця в значеннях коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_{пр}$ по висоті насадки становить від 6 до 35 Вт/(м²·К). Це, в свою чергу, впливає на значення температур димових газів і насадки по всій висоті регенератора. Для розглянутого випадку величина температури димових газів і вогнетривів у різних перетинах насадки, яка розрахована з урахуванням запиленості потоку, буде на 4 – 12 °С вище, ніж при розрахунках температури для чистого потоку газів.

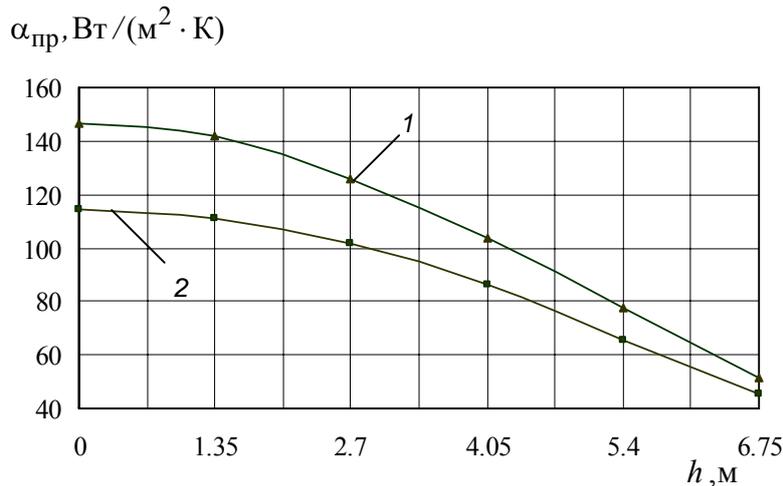


Рис. 3. Значення наведеного коефіцієнту тепловіддачі по висоті насадки регенератора наприкінці газового періоду: 1 - з урахуванням запиленості; 2 - без урахування запиленості

Висновки

Запропонована уточнена методика розрахунку променистого теплообміну в насадці регенеративних теплообмінників може бути використана для моделювання процесів теплообміну в регенераторах паливних печей шахтного та ванного типів. Її застосування дозволяє враховувати вплив запиленості газових потоків на інтенсивність випромінювання, а також отримати уточнені дані стосовно розподілу та часових змін температур теплоносіїв та насадки по висоті регенератора.

Список літератури

1. Ключников А.Д., Кузьмин В.Н., Попов С.К. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 176 с.
2. Невский А.С. Лучистый теплообмен в печах и топках. – М.: Металлургия, 1978. – 439 с.
3. Trier W. Glasschmelzofen. Konstruktion und Betriebsverhalten. – Berlin-Heidelberg-New York-Tokyo: Springer Verlag, 1984. – 338 s.

4. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе: Пер. с нем. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384 с.
5. Доменные воздухонагреватели (конструкция, теория, режимы работы) / Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, С.П. Каштанова и др. / М.: Металлургия, 1982. – 176 с.
6. Elgeti E. Ein neues Verfahren zur Berechnung des Strahlungsaustausches zwischen einem Gas und ein grauen Wand // Brennstoff-Waerme-Kraft. – 1962. – Bd.14. – S. 2 – 6.
7. Ключников А.Д., Иванцов Г.П. Теплопередача излучением в огнетехнических установках. – М.: Энергия, 1970. – 400 с.
8. Физико-химические свойства пыли промышленных нерудных строительных материалов: Справочник. – Новороссийск: НИПИОТстром, 1974. – 78 с.
9. Кошельник В.М., Кошельник А.В. Уточненная математическая модель доменного воздухонагревателя // Вестник ХГПУ. – 1999. – Вып. 49. – С. 113 – 117.
10. Кошельник А.В. Универсальный вычислительный комплекс для моделирования тепловых процессов в регенераторах стекловаренных печей // Інтегровані технології та енергозбереження. – 1999. – №1. – С. 88 – 95.
11. Кошельник А.В. Математическая модель многокамерных регенераторов плавильных агрегатов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2007. – № 1/2 (25). – С. 51 – 54.

Рукопись поступила 02.04.2007 г.

ДИНАМИКА ХИМИЧЕСКОГО ПРЕВРАЩЕНИЯ МАТЕРИАЛА

С использованием метода квазистационарного приближения решена задача химического превращения материала, с учетом зависимости теплофизических свойств продуктов топохимической реакции от температуры.

Определено время химического превращения материала в зависимости от температуры газовой фазы и числа Био. Установлено влияние интенсивности внешнего и внутреннего теплообмена на процесс диссоциации материала.

Определена суммарная поправка к полному времени диссоциации известняка, учитывающая изменение теплофизических свойств и перегрев продуктов реакции.

Введение

Процесс химического превращения карбонатного сырья является эндотермическим и складывается из пяти взаимосвязанных физических процессов: внешнего теплообмена, переноса теплоты теплопроводностью через слой, претерпевший химическое превращение, химической кинетики на фронте диссоциации, диффузии CO_2 от фронта реакции к поверхности куска и массоотдачи на границе раздела фаз.

В процессе диссоциации при тепловой обработке карбонатное тело состоит из неразложившегося ядра, которое окружено пористым оксидным слоем. Из окружающей среды теплота за счет конвекции и излучения (в общем случае) переносится к поверхности кускового материала. Теплопроводностью через пористый оксидный слой теплота достигает фронта реакции, на котором устанавливается температура диссоциации. Так как энтальпия реакции многократно превышает внутреннюю энергию, дальнейшее перетекание теплоты в неразложившееся ядро является незначительным, вследствие чего температура в ядре практически не изменяется. Высвободившийся CO_2 диффундирует через пористый слой к поверхности и переходит в окружающую среду. На рис. 1 приведена температурная диаграмма процесса диссоциации известняка.

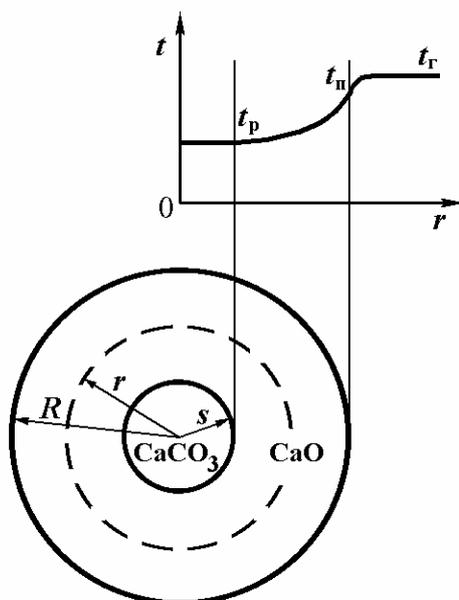


Рис. 1. Температурная диаграмма процесса диссоциации известняка

Данные теоретических и экспериментальных исследований обжига известняка свидетельствуют о том, что процесс его диссоциации в основном протекает в тепловой области. Лимитирующей стадией процесса химического превращения карбонатного сырья является интенсивность подвода теплоты к поверхности куска и интенсивность передачи теплоты через оксидный слой [1].

Для определения времени окончания процесса диссоциации известняка, обеспечивающего заданную степень обжига материала, необходимо решение задачи его химического превращения. Однако, из-за разрыва функции градиента температур на подвижной границе и зависимости коэффициента переноса от температуры получить точное аналитическое решение задачи динамики химического превращения кусков материала невозможно. Для её решения используют численные и приближенные методы [2 – 4].

С этой точки зрения большими возможностями обладает метод квазистационарного приближения, частным случаем которого является использование установившегося профиля температур в слое материала, претерпевшем химическое превращение.

В работе [5] с целью обоснования допущения о квазистационарности профиля температур в слое материала, претерпевшего химическое превращение, была решена вспомогательная задача нагрева полого шара. Установлено, что время достижения стационарного температурного состояния полого шара существенно меньше времени диссоциации материала. Это подтверждает правомерность допущения о квазистационарности температурного поля.

С использованием квазистационарного приближения была разработана методика расчета динамики химического превращения материала, основанная на расчете дискретного положения фронта реакции, определяемого значением теплового потока на его поверхности [5].

Постановка и решение задачи химического превращения материала

Использование квазистационарного приближения для решения задачи химического превращения материала позволяет учесть зависимость теплофизических свойств продуктов реакции от температуры.

Температурное поле в поверхностном слое материала (слой, претерпевший химическое превращение) описывается следующим уравнением с граничными условиями:

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \lambda \frac{\partial t}{\partial r} \right) = 0, \quad (1)$$

$$t \Big|_{r=s} = t_p, \quad \lambda \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=R} = \alpha (t_r - t \Big|_{r=R}). \quad (2)$$

Уравнение (1) с граничными условиями (2) в безразмерном виде:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(X^2 \Lambda \frac{\partial T}{\partial X} \right) = 0, \quad (3)$$

$$T \Big|_{X=S} = 0, \quad \Lambda \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=1} = \text{Bi} (T_r - T \Big|_{X=1}), \quad (4)$$

где $T = \frac{t - t_p}{\Delta t}, \quad T_r = \frac{t_r - t_p}{\Delta t},$

$$X = \frac{r}{R}, \quad S = \frac{s}{R}, \quad \text{Bi} = \frac{\alpha R}{\lambda_0}, \quad \Lambda = \frac{\lambda}{\lambda_0}.$$

Зависимость коэффициента теплопроводности оксидного слоя материала, претерпевшего химическое превращение, можно представить следующим образом:

$$\lambda = a - b \cdot t.$$

С учетом принятых условий обезразмеривания:

$$\begin{aligned} \lambda &= a - b \cdot t = a - b \cdot \Delta t \cdot T - b \cdot t_p = a - b \cdot t_p - b \cdot \Delta t \cdot T = \\ &= (a - b \cdot t_p) \left(1 - \frac{b \cdot \Delta t}{a - b \cdot t_p} \cdot T \right) = \lambda_0 (1 - \beta \cdot T) \end{aligned}$$

Тогда уравнение (3) и граничные условия (4) представим в виде:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(X^2 (1 - \beta \cdot T) \frac{\partial T}{\partial X} \right) = 0, \quad (5)$$

$$T \Big|_{X=S} = 0, \quad \left[\text{Bi} \cdot T + (1 - \beta \cdot T) \frac{\partial T}{\partial X} \right] \Big|_{X=1} = \text{Bi} \cdot T_r. \quad (6)$$

Для решения уравнения (5) используем метод возмущений, считая $\beta = \varepsilon$ (ε – малая величина).

В результате решения уравнения (3) с граничными условиями (4) определена зависимость для температуры слоя, претерпевшего химическое превращение.

$$T = \frac{T_r}{\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{S} - 1} \left(\frac{1}{S} - \frac{1}{X} \right) + \beta \left[\frac{T_r^2}{\left(\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{S} - 1 \right)^3} \left(-\frac{1}{2S^2} + \frac{1}{S} - \frac{1}{2} \right) \left(\frac{1}{S} - \frac{1}{X} \right) + \frac{T_r^2}{\left(\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{S} - 1 \right)^2} \left(-\frac{1}{SX} + \frac{1}{2X^2} + \frac{1}{2S^2} \right) \right] \quad (7)$$

Уравнение теплового баланса на фронте реакции (границе химического превращения) в безразмерном виде:

$$\Lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=S} = -Q_p \frac{dS}{d\text{Fo}}, \quad (8)$$

где $Q_p = \frac{q_p \rho_m}{c_{v0} \Delta t}$, $\text{Fo} = \frac{\lambda_0 \tau}{c_{v0} R^2}$.

Левая часть уравнения (8) равна

$$\Lambda \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=S} = (1 - \beta T) \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=S} = \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=S} = \frac{T_r}{\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{S} - 1} \cdot \frac{1}{S^2} + \beta \left[\frac{T_r^2}{\left(\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{S} - 1 \right)^3} \left(-\frac{1}{2S^2} + \frac{1}{S} - \frac{1}{2} \right) \cdot \frac{1}{S^2} + \frac{T_r^2}{\left(\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{S} - 1 \right)^2} \left(\frac{1}{S^3} - \frac{1}{S^3} \right) \right] = \quad (9)$$

$$= \frac{T_r}{\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{S} - 1} \cdot \frac{1}{S^2} + \beta \frac{T_r^2}{\left(\frac{1}{\text{Bi}} + \frac{1}{S} - 1 \right)^3} \cdot \left(-\frac{1}{2S^2} + \frac{1}{S} - \frac{1}{2} \right) \frac{1}{S^2}.$$

После преобразований приведем уравнение (8) с учетом (9) к виду:

$$-Q_p \frac{dS}{d\text{Fo}} = \frac{2[\text{Bi} + S(1 - \text{Bi})]^2 T_r \text{Bi} + \beta T_r^2 \text{Bi}^3 (2S - S^2 - 1)}{2S[\text{Bi} + S(1 - \text{Bi})]^3}. \quad (10)$$

Интегрирование уравнения при начальном условии $\text{Fo} = 0$, $S = S_0$ приводит к выражению:

$$\text{Fo} = \left\{ \left[\frac{g}{3a} S^3 + \left(\frac{f}{2a} - \frac{gb}{2a^2} \right) S^2 + \left(\frac{gb^2}{a^3} + \frac{e}{a} - \frac{gc}{a^2} - \frac{fb}{a^2} \right) S + \left(\frac{gbc}{2a^3} + \frac{fb^2}{2a^3} - \frac{gb^3}{2a^4} - \frac{eb}{2a^2} + \frac{d}{2a} - \frac{fc}{2a^2} + \frac{gbc}{2a^3} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \ln \left| \frac{aS_0^2 + bS_0 + c}{aS^2 + bS + c} \right| + \left[\frac{gb^2(b^2 - 4ac)}{2a^3} + \frac{e(b^2 - 4ac)}{2a} - \frac{gc(b^2 - 4ac)}{2a^2} - \frac{fb(b^2 - 4ac)}{2a^2} - \frac{db}{2a} + \frac{fcb}{2a^2} - \frac{gb^2c}{2a^3} \right] \times \right. \\ \left. \times \frac{1}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \ln \left| \frac{(2aS_0 + b - \sqrt{b^2 - 4ac})(2aS + b + \sqrt{b^2 - 4ac})}{(2aS_0 + b + \sqrt{b^2 - 4ac})(2aS + b - \sqrt{b^2 - 4ac})} \right| \right\} \quad (11)$$

где

$$\begin{aligned}
 a &= 2T_r \text{Bi}(1 - \text{Bi}) - \beta T_r^2 \text{Bi}^3; & b &= 4T_r \text{Bi}^2(1 - \text{Bi}) + 2\beta T_r^2 \text{Bi}^3; \\
 c &= 2T_r \text{Bi}^3 - \beta T_r^2 \text{Bi}^3; & d &= 2\text{Bi}^3; \\
 f &= 6\text{Bi}(1 - \text{Bi})^2; & g &= 2(1 - \text{Bi})^3.
 \end{aligned}$$

Некоторые данные расчетов динамики химического превращения при $T_r = \text{const}$ и $\text{Bi} = \text{const}$ (выражение (11)) приведены на рис. 2.

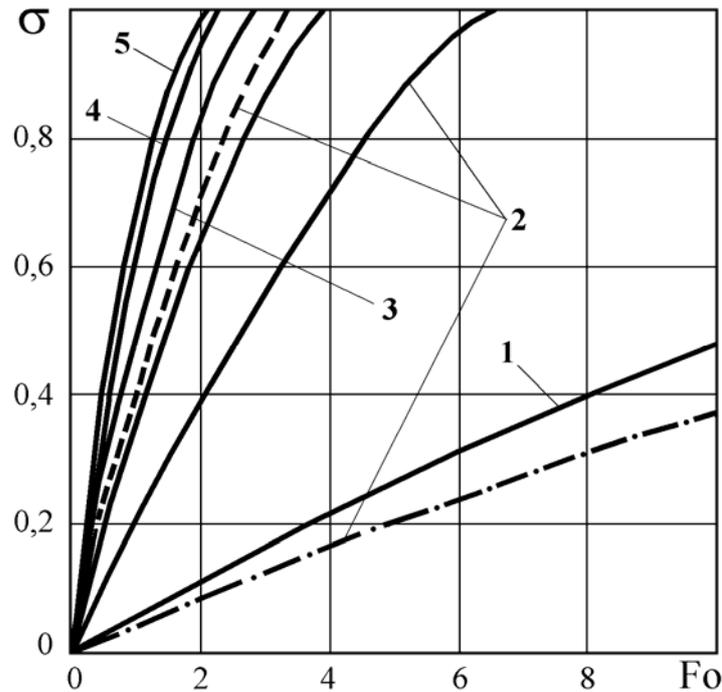


Рис. 2. Степень химического превращения материала в зависимости от температуры газов и числа Био
 1 – $T_r = 1223 \text{ K}$; 2 – $T_r = 1373 \text{ K}$; 3 – $T_r = 1523 \text{ K}$;
 4 – $T_r = 1673 \text{ K}$; 5 – $T_r = 1973 \text{ K}$;
 — $\text{Bi} = 0,5$; - - - $\text{Bi} = 0,9$; - · - · - $\text{Bi} = 0,1$.

Анализ полученных результатов показывает, что время химического превращения материала уменьшается с возрастанием температуры газов, причем, наблюдается сначала значительное снижение времени разложения, которое затем замедляется. Аналогичная динамика имеет место и с увеличением числа Био.

Это свидетельствует о том, что интенсификация внешнего подвода теплоты (за счет увеличения температуры газов и повышения коэффициента теплоотдачи) имеет определенный предел, и процесс диссоциации в этом случае лимитируется внутренним переносом теплоты (теплопроводностью).

Для граничных условий I рода ($\text{Bi} \rightarrow \infty$, $T_r \rightarrow T_n$) при $\Delta t = t_n - t_p$ выражение для распределения безразмерной температуры имеет вид:

$$T = \frac{1}{\frac{1}{S}-1} \left(\frac{1}{S} - \frac{1}{X} \right) + \beta \left[\frac{1}{\frac{1}{S}-1} \left(-\frac{1}{2S^2} + \frac{1}{S} - \frac{1}{2} \right) \left(\frac{1}{S} - \frac{1}{X} \right) + \frac{1}{\left(\frac{1}{S}-1 \right)^2} \left(-\frac{1}{SX} + \frac{1}{2X^2} + \frac{1}{2S^2} \right) \right]. \quad (12)$$

Баланс теплоты для куска известняка с учетом перегрева слоя извести и выходящего диоксида углерода (в предположении, что температура его равна температуре слоя извести):

$$d \left[q_p \rho_m \frac{4}{3} \pi (R^3 - S^3) + \frac{4}{3} \pi (R^3 - S^3) \rho_m 0,44 \frac{1}{\rho_{CO_2}} c_{VCO_2} (t_n - t_p) + \frac{4}{3} \pi (R^3 - S^3) \rho_n c_n (\bar{t} - t_p) \right] = q_n 4\pi R^2 d\tau \quad (13)$$

где 0,44 – количество диоксида углерода, выделяющегося при диссоциации, кг CO₂/кг мат.; ρ_n, ρ_{CO_2} – плотность извести и CO₂, кг/м³; c_n, c_{VCO_2} – удельная теплоемкость извести, Дж/(кг·К) и CO₂, Дж/(м³·К); q_n – плотность теплового потока на поверхности куска, Вт/м²; t_n, \bar{t} – температура поверхности куска и средняя температура слоя извести, К.

Примем $i_{CO_2} = a_{CO_2} + b_{CO_2} t$, $i_n = a_n + b_n t$.

Тогда выражение (13) в безразмерном виде:

$$d \left[\frac{1}{3} Q_p (1 - S^3) + \frac{1}{3} M (1 - S^3) + \frac{1}{3} N \bar{T} (1 - S^3) \right] = Q_n dFo, \quad (14)$$

$$\text{где } Q_p = \frac{q_p \rho_m}{c_{V0} (t_n - t_p)}, \quad M = \frac{0,44 \rho_m b_{CO_2}}{\rho_{CO_2} c_{V0}}, \quad N = \frac{\rho_n b_n}{c_{V0}},$$

$$Fo = \frac{\lambda \tau}{c_{V0} R^2}, \quad \bar{T} = \frac{\bar{t} - t_p}{t_n - t_p}, \quad Q_n = \frac{q_n R}{\lambda_0 (t_n - t_p)}.$$

Средняя температура слоя, претерпевшего химическое превращение, равна:

$$\bar{T} = \frac{3}{1 - S^3} \int_S^1 X^2 T dX = \left(1 - \frac{\beta}{2} \right) \frac{S}{1 - S} \left(\frac{1}{S} - \frac{3}{2} \cdot \frac{1 - S^2}{1 - S^3} \right) + \frac{\beta}{2} \cdot \frac{1 - S}{1 - S^3}. \quad (15)$$

Продифференцируем уравнение (14) по Fo:

$$\left(Q_p S^2 - M S^2 + \frac{1}{3} N (\bar{T} (1 - S^3)) \right) \frac{dS}{dFo} = Q_n. \quad (16)$$

Безразмерный тепловой поток:

$$Q_n = \Lambda \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=1} = (1 - \beta T) \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{X=1} =$$

$$= (1 - \beta T) \beta \left\{ \frac{1}{\frac{1}{S}-1} + \beta \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{S}-1 \right)^3} \left(-\frac{1}{2S^2} + \frac{1}{S} - \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{\left(\frac{1}{S}-1 \right)^2} \left(\frac{1}{S} - 1 \right) \right] \right\} = \quad (17)$$

$$= (1 - \beta) \left(1 + \frac{\beta}{2} \right) \frac{S}{1 - S}$$

Подставляя (15) и (17) в (16), получим дифференциальное уравнение для определения времени химического превращения материала при постоянной температуре поверхности:

$$\left\{ -S^2 Q_p - S^2 M - N \left[\frac{2-\beta}{12} (1+2S) + \frac{\beta}{6} \right] \right\} \frac{dS}{dFo} = (1-\beta) \left(1 + \frac{\beta}{2} \right) \frac{S}{1-S}. \quad (18)$$

Разделяя переменные и интегрируя уравнение (18) при начальном условии $Fo = 0$, $S = S_0$, получим

$$Fo = \frac{Q_p + M}{k_\beta} \cdot \left(\frac{S_0^2 - S^2}{2} - \frac{S_0^3 - S^3}{2} \right) + \frac{N}{k_\beta} \left[\frac{2-\beta}{12} \left(\ln \frac{S_0}{S} - S + S^2 \right) + \frac{\beta}{2} \left(\ln \frac{S_0}{S} - S_0 + S \right) \right], \quad (19)$$

где $k_\beta = (1-\beta) \left(1 + \frac{\beta}{2} \right)$.

При отличии формы куска от сферической и содержании CaCO_3 в известняке, отличающейся от 100%, выражение (19) нужно умножить на поправку:

$$\Delta = \frac{\text{CaCO}_3}{100 \cdot \Phi},$$

где Φ – коэффициент формы ($\Phi = 0,6 \dots 1,0$).

Аппроксимация теплосодержания извести и CO_2 линейными зависимостями с использованием метода нелинейных квадратов в интервале температур 1173...1673 К с коэффициентами корреляции, близкими к единице, позволило получить значения коэффициентов:

$$\begin{aligned} a_{\text{и}} &= -101160 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), & b_{\text{и}} &= 1084,7 \text{ Дж}/\text{кг}; \\ a_{\text{CO}_2} &= -361886 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}), & b_{\text{CO}_2} &= 2576,9 \text{ Дж}/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Результаты расчетов динамики химического превращения материала представлены на рис. 3.

Анализ полученных результатов показывает, что увеличение температуры поверхности приводит сначала к значительному увеличению скорости химического превращения, а затем скорость разложения замедляется, и время полного превращения материала отличается незначительно (процесс передачи теплоты теплопроводностью).

На рис. 4 приведены сравнительные результаты расчетов и экспериментальных данных, приведенных в работе [6]. Видно, что результаты расчетов удовлетворительно описывают динамику химического превращения известняков.

На рис. 5 приведена суммарная поправка к полному времени диссоциации известняка, учитывающая изменение теплофизических свойств и перегрев продуктов реакции в зависимости от температуры поверхности.

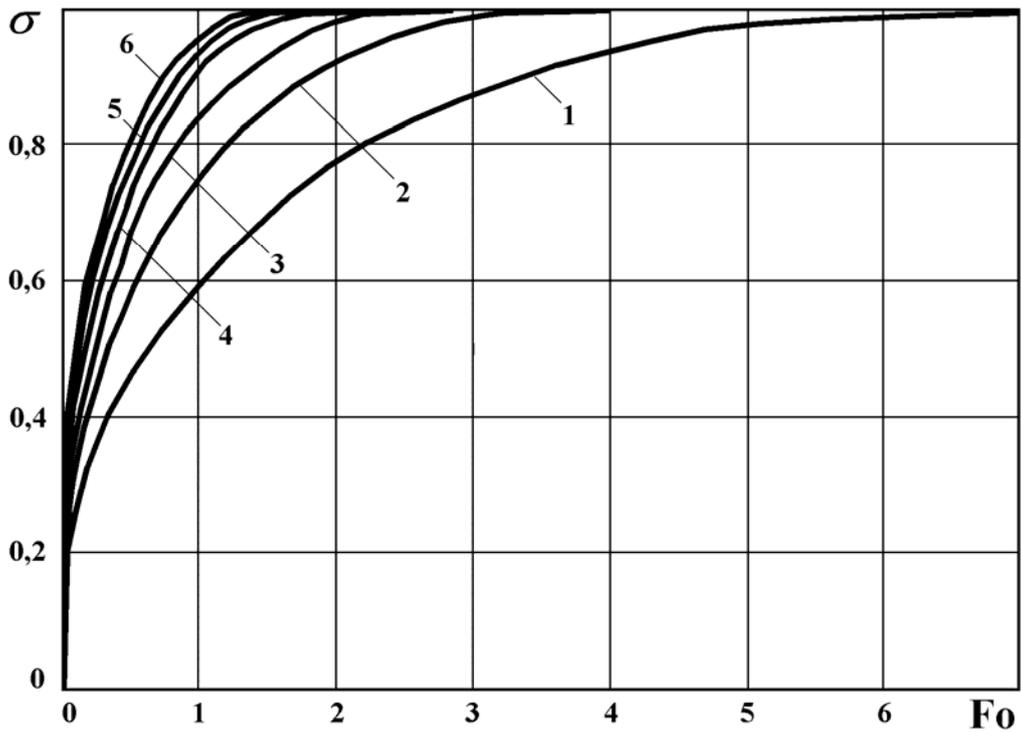


Рис. 3. Динамика химического превращения материала при постоянной температуре поверхности:
 1 – $T_{\text{п}} = 1223 \text{ K}$; 2 – $T_{\text{п}} = 1273 \text{ K}$; 3 – $T_{\text{п}} = 1323 \text{ K}$;
 4 – $T_{\text{п}} = 1373 \text{ K}$; 5 – $T_{\text{п}} = 1423 \text{ K}$; 6 – $T_{\text{п}} = 1473 \text{ K}$

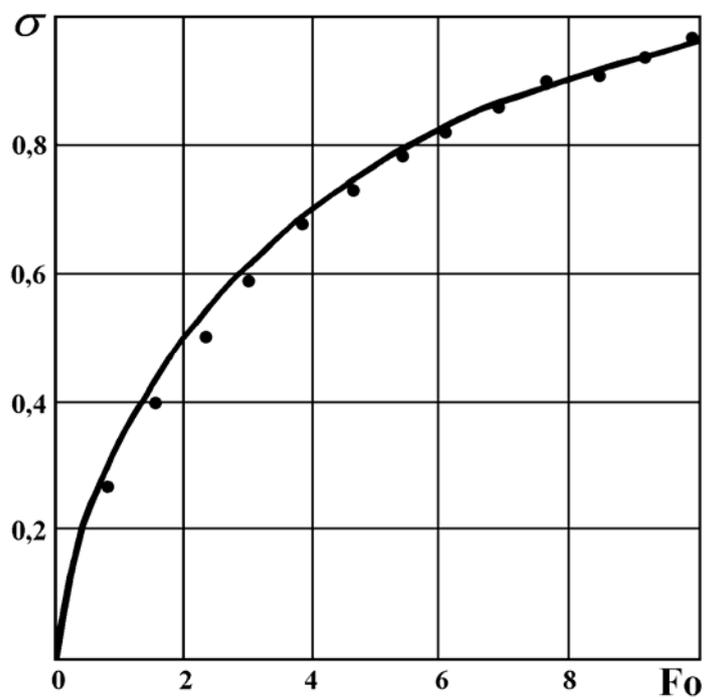


Рис. 4. Динамика химического превращения материала по данным работы [6] (•) и результатам расчетов (—)

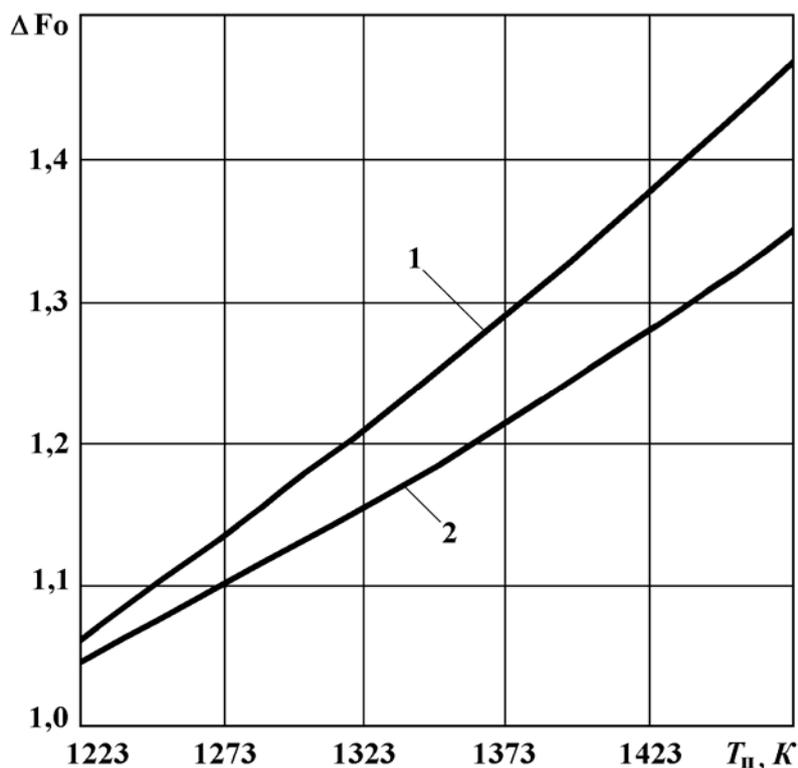


Рис. 5. Суммарная поправка к полному времени диссоциации известняка, учитывающая изменение теплофизических свойств и перегрев продуктов реакции в зависимости от температуры поверхности:
 1 – $\rho_n = 2200$ кг/м³; 2 – $\rho_n = 2600$ кг/м³.

Сравнение результатов расчетов времени химического превращения материала с переменными теплофизическими свойствами и с учетом перегрева продуктов реакции (выражение (19)) и без учета перегрева и постоянными теплофизическими свойствами (в выражении (19) $M = N = 0$, $\beta = 0$, $k_\beta = 1$) показывает необходимость учета этих факторов, поскольку отличие результатов довольно велико и может достигать 35...45%. (при кажущейся плотности извести $\rho_n = 1600...2200$ кг/м³).

Выводы

С использованием предположения о квазистационарности температурного поля в слое куска материала, претерпевшем химическое превращение, решена задача химического превращения материала с учетом перегрева слоя извести и выходящего диоксида углерода при изменении их теплофизических свойств при граничных условиях III и I родов. Адекватность полученного решения реальным условиям установлена сравнением результатов расчета и экспериментальных данных других авторов.

Установлено, что интенсификация внешнего подвода теплоты, за счет увеличения температуры газов и повышения коэффициента теплоотдачи, имеет определенный предел, а процесс диссоциации в этом случае лимитируется внутренним переносом теплоты.

Увеличение температуры поверхности куска известняка приводит сначала к значительному увеличению скорости его диссоциации, а затем скорость разложения замедляется, и время полного превращения материала отличается незначительно (процесс передачи теплоты лимитируется теплопроводностью).

В результате проведенных расчетов с использованием разработанной математической модели химического превращения материала определена суммарная поправка, учитывающая перегрев извести и выходящего CO_2 .

Список литературы

1. Кайнер Х., Шпехт, Ешар Р. Коэффициент диффузии в порах, константа скорости реакции, коэффициент теплопроводности различных известняков и их влияние на время разложения известняков. Пер. с нем. (КН-06846). – 1986, 39, № 5, С. 259 – 268.
2. Гольдфарб Э.М. Теплотехника металлургических процессов. – М.: Металлургия, 1967. – 440 с.
3. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 600 с.
4. Пехович А.И., Жидких В.М. Расчеты теплового режима твердых тел. – Л.: Энергия, 1976. – 352 с.
5. Мануйленко А.А. Динамика процесса диссоциации известняка // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 235 – 245.
6. Любан А.П. Анализ явлений доменного процесса. – М.: Металлургиздат, 1962. – 534 с.

Рукопись поступила 10.04.2007 г.

Недопекин Ф.В. – д-р техн. наук, проф., ДонНУ

Белоусов В.В. – д-р техн. наук, проф., ДонНУ

Кравец В.А. – канд. техн. наук, доц., ДонНАСА

Бодряга В.В. – мл. научн. сотр., ДонНУ

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ПЕРЕЛИВАХ ЧУГУНА ПУТЕМ УЧЁТА ВЛИЯНИЯ АЭРОДИНАМИКИ ВЫБРОСОВ

Рассмотрена математическая модель процесса эжекции воздуха струёй жидкости при переливах чугуна. Новизна модели заключается в учете смешанной конвекции вблизи струи металла в приближении $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Проведен анализ влияния тепловой конвекции на распределение газовых потоков.

Введение

Экологическая безопасность является в настоящее время существенным фактором, сдерживающим развитие черной металлургии. При этом серьезной проблемой является загрязнение атмосферы выбросами пыли, образующимися при переливах расплава чугуна в доменных и сталеплавильных цехах. По существующей в Украине технологии чугун на пути от домны до сталеплавильного агрегата переливается 4 раза. Каждый перелив сопровождается выбросом пыли, которая состоит из двух основных компонентов: на 10 – 20 % из крупнодисперсной графитсодержащей пыли и на 75 – 85 % из мелкодисперсных оксидов железа (бурого дыма).

Для снижения выбросов применяются аспирационные системы большой мощности с пылеулавливающими аппаратами [1, 2]. Фильтры обеспечивают высокую эффективность улавливания, но требуют значительных капитальных и эксплуатационных затрат, кроме того, фильтры обладают большими габаритами, что создаёт проблемы с их размещением в действующих цехах [3].

Этот недостаток привел к тому, что значительная часть литейных дворов, миксерных отделений и все конвертеры (при заливке), вообще не оснащены системами газоочистки. Непосредственной причиной образования бурого дыма является взаимодействие мелких капель чугуна с кислородом газовой фазы. Эффективным инструментом подавления бурого дыма является разработанная Кравцом В.А. [2] технология с применением нейтрального газа. Правильная организация подачи азота с учётом аэродинамических процессов, является необходимым условием, обеспечи-

вающим эффективностью пылеподавления [2]. Для решения поставленной задачи необходимо изучить зону формирования факела выбросов и аэродинамику газовых потоков в объёме наполняемой металлом ёмкости.

Физическая постановка задачи

Физическая модель процесса построена для 350-тонного ковша, высота которого составляла $L_z = 5 \text{ м}$, радиус ковша $L_r = 2,5 \text{ м}$, скорость струи на верхней кромке ковша $v_0 = 10 \text{ м/с}$.

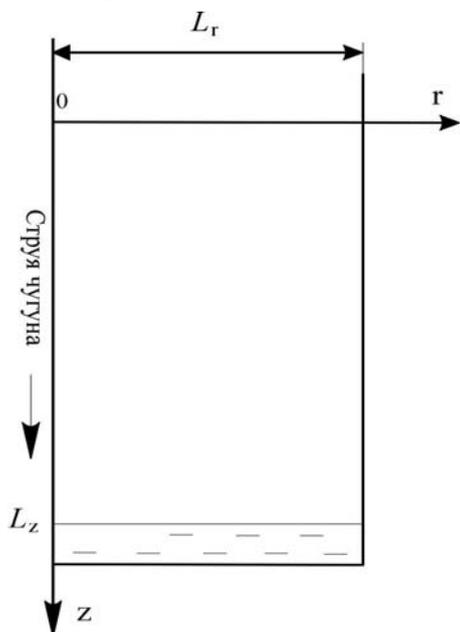


Рис. 1. Область моделирования

Предположим, что струя металла падает отвесно вдоль вертикальной оси ковша и имеет идеальную цилиндрическую форму, а поверхность расплава в ковше плоская. Модель формулировалась для цилиндрической области, имеющей вертикальную симметрию вдоль оси z , ограниченной справа стенкой ковша, слева – струёй металла, зеркалом металла в ковше – снизу и верхней кромкой ковша – сверху. Ввиду малых значений числа Маха ($M < 0,1$), газ считался несжимаемым. Стенки ковша нагреты до температуры $T_{ст} = 1000^\circ \text{С}$, расплав чугуна – $T_{сгр} = 1350^\circ \text{С}$.

Математическая модель процесса

Математическая модель процесса аэродинамики выбросов в области ковша при наполнении его жидким чугуном описывается следующей системой уравнений: Навье-Стокса в приближении Буссинеска, неразрывности, теплопереноса, турбулентной кинетической энергии k и скорости ее диссипации ε :

$$(\vec{V} \nabla) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nabla(\nu + \nu_t) \nabla \vec{V} + \vec{g} \beta T; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(rV_r)}{\partial r} + \frac{\partial(rV_z)}{\partial z} = 0; \quad (2)$$

$$c\rho(\vec{V} \nabla T) = \nabla(\lambda + \lambda_t) \nabla T; \quad (3)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rkV_r) + \frac{\partial kV_z}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\nu + \nu_t}{\sigma_k} r \frac{\partial k}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\nu + \nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) + G - \varepsilon; \quad (4)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\varepsilon V_r) + \frac{\partial \varepsilon V_z}{\partial z} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\nu + \nu_t}{\sigma_\varepsilon} r \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\nu + \nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + \frac{C_1 \varepsilon G}{k} - \frac{C_2 \varepsilon^2}{k}, \quad (5)$$

$$\text{где } G = \nu_t \left[2 \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{V_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right)^2 \right]; \quad \nu_t = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon};$$

$C_1 = 1,45$; $C_2 = 0,18$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,0$; \vec{V} – вектор скорости, м/с; V_r и V_z – радиальная и вертикальная составляющая скорости газа, м/с; t – размерное время, с; ρ – плотность, кг/м³; P – давление, Н/м²; ν , ν_t – кинематический и турбулентный коэффициенты вязкости, м²/с; \vec{g} – ускорение свободного падения, м/с²; T – текущая температура, °С; c – теплоемкость, Дж/(кг·К); λ , $\lambda_t = \nu_t/0,9$ – молекулярный и турбулентный коэффициенты теплопроводности, Вт/(м·К); r , z – текущие координаты, по радиусу и по высоте, соответственно, м.

Система уравнений (1) – (5) дополняется граничными условиями, для V_r , V_z , T .

$$r = 0: \quad \partial V_r / \partial r = 0, \quad V_z = \sqrt{2g(h_0 + z) + V_0^2}, \quad \partial T / \partial r = 0; \quad (6)$$

$$r = L_r: \quad V_r = 0, \quad V_z = 0, \quad T = T_{cm}; \quad (7)$$

$$z = 0: \quad \partial V_z / \partial z = 0, \quad V_r = 0, \quad \partial T / \partial z = 0; \quad (8)$$

$$z = L_z: \quad V_r = 0, \quad V_z = 0, \quad T = T_{cmp}. \quad (9)$$

Систему уравнений и краевых условий, записанную в физических переменных, можно решать численно, при этом граничные условия для давления могут быть получены из уравнения движения (1). Метод физических переменных более нагляден, но трудности расчета поля давления значительно усложняют его численную реализацию [4]. Это привело к возникновению методов, основанных на решении уравнений, полученных при исключении давления из системы определяющих уравнений. Такой метод называется методом переменных “вихрь скорости (ω), функция тока (ψ)” [5, 6].

При разработке математической модели используется модель турбулентности второго порядка – $k - \varepsilon$ модель [7]. В этой модели коэффициент турбулентной вязкости ν_t выражается через кинетическую энергию турбулентности k и скорость ее диссипации ε .

В пристеночной области возникает ряд проблем при расчете турбулентных течений. У стенки параметры изменяются столь резко, что для верных расчетов требуется очень подробная сетка. Для описания поведения течения на стенке, учитывались эффекты неизотропной диссипации (значения диссипации задаются на стенке нулевыми) [7]. Причем последнее учитывается через молекулярную вязкость, входящую в диффузионные члены во всех уравнениях переноса. Рекомендованная в [7] модификация модели заключается во включении члена уничтожения в k – уравнение и члена порождения в ε – уравнение. При этом C_μ

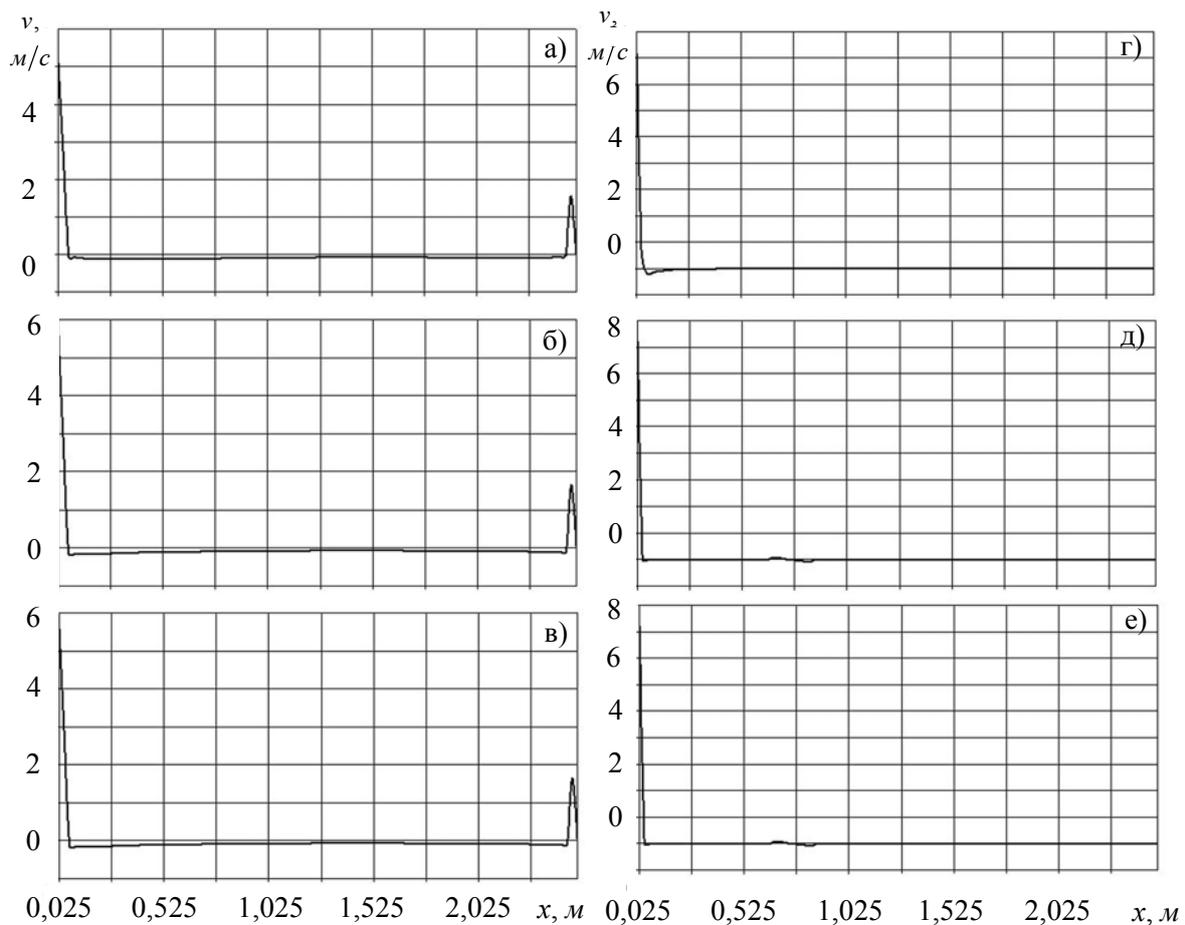
заменяется на $C_\mu [-2,5(1 + Re_t/50)]$ и C_2 на $C_2 [1 - 0,3 \exp(-Re_t^2)]$.
 Значения k и ε полагаются нулевыми на стенках.

$$\text{На оси ковша при } r = 0: \quad \frac{\partial k}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} = 0; \quad (10)$$

$$\text{На верхнем срезе ковша при } z = 0: \quad \frac{\partial k}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = 0. \quad (11)$$

При реализации математической модели использованы методы чередующихся направлений, возмущённых коэффициентов и прогонки. Применялась сетка 100×100 . Число итераций составляло от 4 до 15. Вычислительный эксперимент проводился для случая, когда в незаполненной части ковша аэродинамическая архитектура определяется смешанным конвективным движением: тепловым и динамическим воздействием.

На рис 2 показаны расчётные профили вертикальной составляющей скорости потока газа на различных уровнях в ковше при наполнении его чугуном, полученные с учётом естественной конвекции (рис. 2 а – в) и без нее (рис. 2 г – е).



*Рис. 2. Распределение вертикальной компоненты скорости на различных горизонтах полости ковша при переливе чугуна в условиях смешанной конвекции (а – в) и без естественной конвекции (г – е):
 а, г – 0,15 м от верхнего среза ковша; б, д – 2,55 м; в, е – 4,9 м*

Анализ результатов вычислительного эксперимента с учетом тепловой и вынужденной конвекции (рис. 2. а – в) позволил определить следующие три основные зоны в полости ковша: 1) всасывания, обусловленная смешанным влиянием естественной и вынужденной конвекции, находящаяся вблизи струи металла; 2) выбросов; 3) всасывания, обусловленная влиянием стенки. При рассмотрении без учета естественной конвекции (рис. 2. г – е), можно выделить только первые две зоны. Первая зона в данном случае обусловлена только эжекцией падающей струи металла.

Получено, что тепловая конвекция приводит к замедлению нисходящего потока в окрестности струи жидкого чугуна. Это подтверждается сопоставлением максимальных скоростей вблизи струи металла: $v_{\max} \approx 8 \text{ м/с}$ (рис. 2 а – в) и $v_{\max} \approx 5 \text{ м/с}$ (рис. 2 г – е). Это свидетельствует о преобладающей роли эффекта эжекции воздуха по отношению к тепловой конвекции. Сравнивая третью и первую зоны, можно увидеть, что значения скоростей в пристеночной области почти в три раза меньше, чем около струи металла. Таким образом основная зона всасывания воздуха в объём ковша расположена непосредственно около струи металла.

Выводы

1. Разработана математическая модель, вычислительный алгоритм и пакет прикладных программ аэродинамики факела выбросов, учитывающая смешанную конвекцию вблизи струи металла в приближении $k - \varepsilon$ модели турбулентности.

2. Вычислительным экспериментом определены три основные аэродинамические зоны в полости ковша при его наполнении чугуном, установлено малое влияние тепловой конвекции на формирование факела выбросов.

3. Полученные результаты могут быть использованы при разработке рациональных режимов подавления бурого дыма при подаче нейтрального газа, что позволит улучшить экологическую обстановку в миксерном отделении конвертерного цеха

Литература

1. Кравец В.А. Образование и подавление бурого дыма при переливах чугуна // Вестник Приазовского ГТУ. – 1999. – №8. – С. 18 – 28.

2. Кравец В.А. Подавление бурого дыма при переливах чугуна: Монография. – Донецк: УкрНТЭК, 2002. – 186 с.

3. Толочко А.И., Филиппьев О.В., Славин В.И., Гурьев В.С. Очистка технологических и неорганизованных выбросов от пыли в чёрной металлургии. – М.: Металлургия, 1986. – 208 с.

4. Огурцов А.П., Недопёкин Ф.В., Белоусов В.В. Математическое моделирование процессов переноса в слитках и отливках с учетом внешних воздействий // Днепродзержинский гос. техн. ун-т, 1997. – 199 с.

5. Роуч П. Вычислительная гидродинамика: Пер. с англ. – М.: Мир, 1980. – 616 с.

6. Андерсон Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 782 с.

7. Launder B.E., Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow // Computer methods in applied mechanics and engineering. – 1974. – Vol. 3, № 2. – P. 269 – 288.

Рукопись поступила 05.04.2007 г.

Ольшанский В.М. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Гринберг В.Я. – канд. техн. наук, вед. инженер, ООО «Аватар»

Демидович Н.О. – вед. инженер, ООО «Аватар»

Гупало Е.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

О ПРОБЛЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ НАГРЕВОМ ТРУБ ПЕРЕД КАЛИБРОВКОЙ С ЗАДАННОЙ ТОЧНОСТЬЮ ПРИ МИНИМАЛЬНОМ РАСХОДЕ ТОПЛИВА

Разработаны алгоритмы управления работой печи с шагающими балками, обеспечивающие нагрев труб с заданной точностью при минимальном расходе топлива в условиях рассогласованной работы пилигримовых и калибровочного станков. Выполнена оценка быстродействия разработанных алгоритмов управления.

Характеристика объекта исследования

Печь с шагающими балками (ПШБ) установлена после двух пилигримовых станков и предназначена для скоростного нагрева труб перед калибровочным станком. В печи нагреваются трубы диаметром 152 – 279 мм (6 – 13") с толщиной стенки 8 – 16 мм и длиной 10 – 13 м до температур 880 – 960 °С в зависимости от химического состава стали и типа труб. Температура посадки металла при согласованной работе пилигримовых станков колеблется от 300 до 600 °С, а при их рассогласованной работе может быть значительно ниже. Максимальное количество труб в печи – 16. Размеры печи: ширина 14 м; длина 7 м. Трубы подаются в печь по рольгангу загрузки вдоль широкой стороны печи и с помощью механизмов, состоящих из системы водоохлаждаемых балок, перемещаются вдоль рабочего пространства. Длительность одного шага перемещения трубы складывается из постоянного во времени шага движения подвижных балок и переменной по величине паузы между циклами шагания балок. Пауза зависит от диаметра и толщины стенки нагреваемых труб, а также от температуры посадки металла. Для повышения равномерности нагрева труб, печь по своей ширине разбита на 3 автономные зоны регулирования, обеспечивающие управление нагревом головной, средней и задней частей трубы.

Актуальность работы

В рамках данной работы рассматриваются вопросы, связанные с проблемой точности нагрева труб при минимальном расходе топлива, возникающие из-за рассогласования работы пилигримовых и калиб-

ровочного станов. Учитывая, что рассматриваемая печь отапливается дорогостоящим природным газом и величина удельного расхода топлива, затрачиваемого на нагрев металла, в ПШБ и в нагревательной кольцевой печи, установленной перед прошивным станом, практически одинакова, проблема экономии топлива при нагреве труб перед калибровкой является актуальной.

Постановка задачи исследования

В случае сбоя в ритмичной работе пильгерстанов трубы поступают в ПШБ неритмично. При постоянном времени цикла шагания балок это приводит к колебаниям заполнения печи и к снижению эффективности ее работы. Так, к примеру, если трубы в печь поступают только с одного из двух пильгерстанов, то количество труб сокращается вдвое, что приводит к уменьшению емкости печи в два раза.

С использованием математической модели ПШБ выполнены теоретические исследования нагрева труб с учетом существующих технологических ограничений в зависимости от заполняемости печи и определены расходы топлива на нагрев металла. Результаты исследований представлены на рис. 1 в виде зависимости относительного расхода топлива на нагрев металла (представляющего собой отношение текущего расхода топлива к расходу топлива при максимальной производительности) от относительной производительности печи (которая определяется отношением текущей производительности к максимально возможной).

Из рисунка видно, что чем ниже заполняемость печи, тем выше расход топлива на нагрев металла, что объясняется высокими тепловыми потерями с охлаждающей водой, обусловленными развитой поверхностью теплообмена водоохлаждаемых шагающих балок. Наибольший расход топлива имеет место, когда в печи нагревается только одна труба (верхняя кривая на рис. 1).

Пунктирной кривой на рис. 1 показана зависимость относительного расхода топлива от производительности печи при ее полном заполнении и управлении темпом шагания балок с соответствующей коррекцией теплового режима. Такой способ управления обеспечит тем большую экономию природного газа, чем больше колебания производительности пильгерстанов.

Возможны также и другие случаи, возникающие при управлении работой печи. Например, когда трубы в печь вообще не поступают и возникает задача вывода печи из рабочего состояния с минимальным расходом топлива и перевод ее в режим холостого хода.

Возможны также другие случаи «простоев» печи. Так, при задержках в работе печи со стороны выгрузки (вплоть до полной ее остановки) предусмотрено снижение общей тепловой мощности печи до

уровня, обеспечивающего поддержание температуры труб, близкой к температуре выдачи. После таких остановок возникает задача выбора температурного режима, обеспечивающего догрев находящегося в печи металла до заданных конечных параметров с минимальным расходом топлива, и определения требуемой тепловой мощности печи.

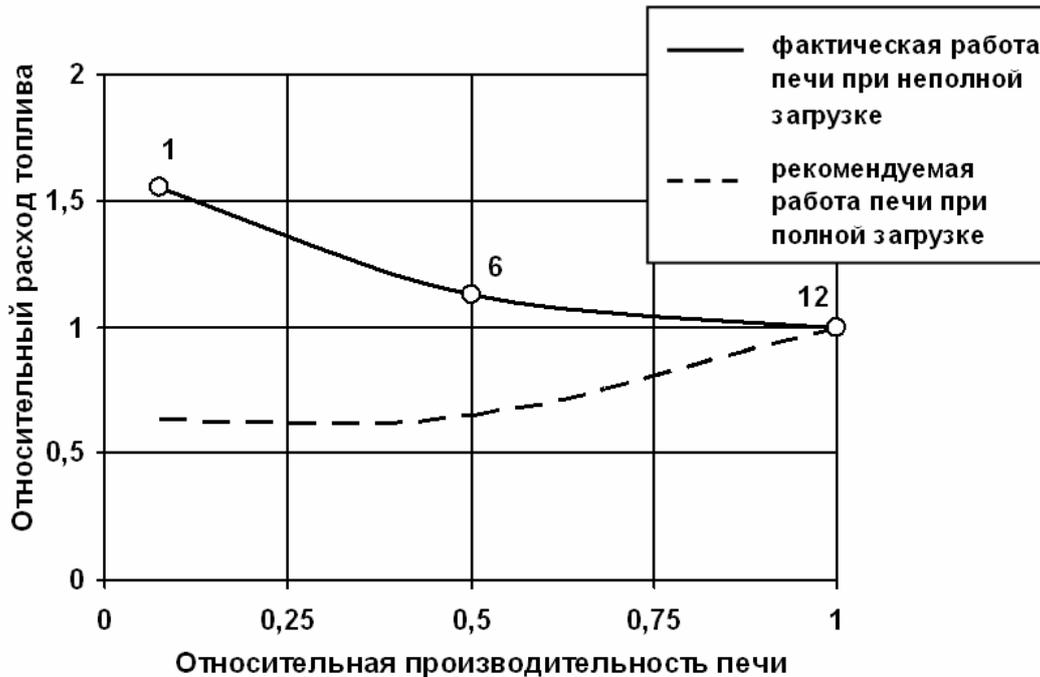


Рис. 1. Зависимость относительного расхода топлива от относительной производительности печи.
(Цифры над кривой – количество труб, находящихся в печи)

Разработка алгоритмов управления

Для разработки алгоритма управления печью при остановках исходили из следующих предпосылок. Печь работает в режиме, близком к камерному. Скорость движения металла через печь постоянна. При этом в момент времени k температура нагреваемого тела достигает требуемой величины $t = t_k$. В произвольный момент времени происходит прекращение движения металла на неизвестное заранее время z , затем движение металла восстанавливается с той же скоростью. Требуется определить такую температуру печи после задержки и такое время нагрева, которые обеспечивают получение заданной температуры металла на выходе из печи.

Разделим весь процесс нагрева металла на три этапа с соответствующими индексами: до задержки, во время задержки и после задержки.

Первый этап нагрева можно описать следующим уравнением [1]:

$$t_1 = t_{\text{печ1}} - (t_{\text{печ1}} - t_{\text{н1}}) \cdot \exp(-\tau/T),$$

где $0 < \tau < k$ – текущее время первого этапа; T – постоянная времени нагреваемого тела; $t_{\text{печ}}$ – температура печи; $t_{\text{н}}$ – начальная температура тела.

Аналогично можно записать для второго этапа:

$$t_2 = t_{\text{печ}2} - (t_{\text{печ}2} - t_{\text{н}2}) \cdot \exp(-z/T),$$

где z – время паузы.

Принимаем, что во время паузы температура $t_{\text{печ}2} = t_k$, а в начале паузы начальная температура металла равна конечной температуре металла до начала остановки, т.е. $t_{\text{н}2} = t_1$. Тогда получим

$$\begin{aligned} t_2 &= t_k - (t_k - t_1) \exp(-z/T) = \\ &= t_k - [t_k - t_{\text{печ}1} + (t_{\text{печ}1} - t_{\text{н}1}) \cdot \exp(-\tau/T)] \cdot \exp(-z/T). \end{aligned}$$

На выходе из печи после третьего этапа нагрева температура трубы составит:

$$t_3 = t_{\text{печ}3} - (t_{\text{печ}3} - t_{\text{н}3}) \cdot \exp(-(k - \tau)/T).$$

Предположив, что $t_{\text{н}3} = t_2$, получим

$$\begin{aligned} t_3 &= t_{\text{печ}3} - \{t_{\text{печ}3} - t_k + [t_k - t_{\text{печ}1} + (t_{\text{печ}1} - t_{\text{н}1}) \cdot \exp(-\tau/T)] \times \\ &\quad \times \exp(-z/T)\} \cdot \exp(-(k - \tau)/T) = t_{\text{печ}3} - t_{\text{печ}3} \cdot \exp(-(k - \tau)/T) + \\ &\quad + t_k \cdot \exp(-(k - \tau)/T) - t_k \cdot \exp(-(k + z - \tau)/T) + \\ &\quad + t_{\text{печ}1} \cdot \exp(-(k + z - \tau)/T) - (t_{\text{печ}1} - t_{\text{н}1}) \cdot \exp(-(k + z)/T). \end{aligned}$$

Нетрудно показать, что для обеспечения одинаковых конечных параметров нагрева металла, независимо от его расположения в печи, все члены, содержащие текущее время τ , должны быть приравнены нулю. Выполнив это условие, получим

$$\begin{aligned} -t_{\text{печ}3} \cdot \exp(-(k - \tau)/T) + t_k \cdot \exp(-(k - \tau)/T) - t_k \cdot \exp(-(k + z - \tau)/T) + \\ + t_{\text{печ}1} \cdot \exp(-(k + z - \tau)/T) = 0. \end{aligned}$$

После сокращений и упрощений уравнение примет вид

$$-t_{\text{печ}3} + t_k - t_k \cdot \exp(-z/T) + t_{\text{печ}1} \cdot \exp(-z/T) = 0,$$

из которого следует выражение для определения управляющего воздействия в виде температуры печи после простоя

$$t_{\text{печ}3} = t_k + (t_{\text{печ}1} - t_k) \cdot \exp(-z/T).$$

Из полученного выражения следует, что температура печи после простоя зависит от температуры печи до начала паузы и от продолжительности паузы.

Зная температуру греющей среды после простоя и конечные параметры нагрева металла, можно определить время τ_k , необходимое для догрева труб:

$$\tau_k = T \cdot \ln \left(\frac{t_{\text{печ}3} - t_k + (t_k - t_0) \cdot \exp(-z/T)}{t_{\text{печ}3} - t_k} \right).$$

В качестве числового примера рассмотрим нагрев труб диаметром 328 мм с толщиной стенки 9,5 мм от начальной $t_0 = 400$ °С до конечной температуры $t_k = 900$ °С с постоянной времени $T = 237$ с. Печь обеспечивала согласованную работу станов при температуре греющей среды на первом этапе $t_{\text{печ1}} = 950$ °С. Общая продолжительность нагрева всей садки (16 труб) составляла $\tau_k = 568$ с. Через 200 с после начала нормальной работы печи произошла пауза длительностью $z = 200$ с. Затем движение металла через печь было восстановлено с прежней скоростью. Требуется определить управляющие воздействия после паузы, обеспечивающие заданное качество нагрева труб.

Результаты расчета, выполненные по вышеприведенным формулам, представлены на рис. 2.

Рассмотренный выше случай является идеальным. В реальных условиях при остановках калибровочного стана выдача труб из печи прекращается, а со стороны загрузки скапливается большое количество горячих труб. Чем больше длительность такого простоя, тем большее время трубы охлаждаются, тем ниже будет их температура при посадке и тем больший расход топлива потребуются для последующего их нагрева до заданных конечных параметров (см. рис. 3).

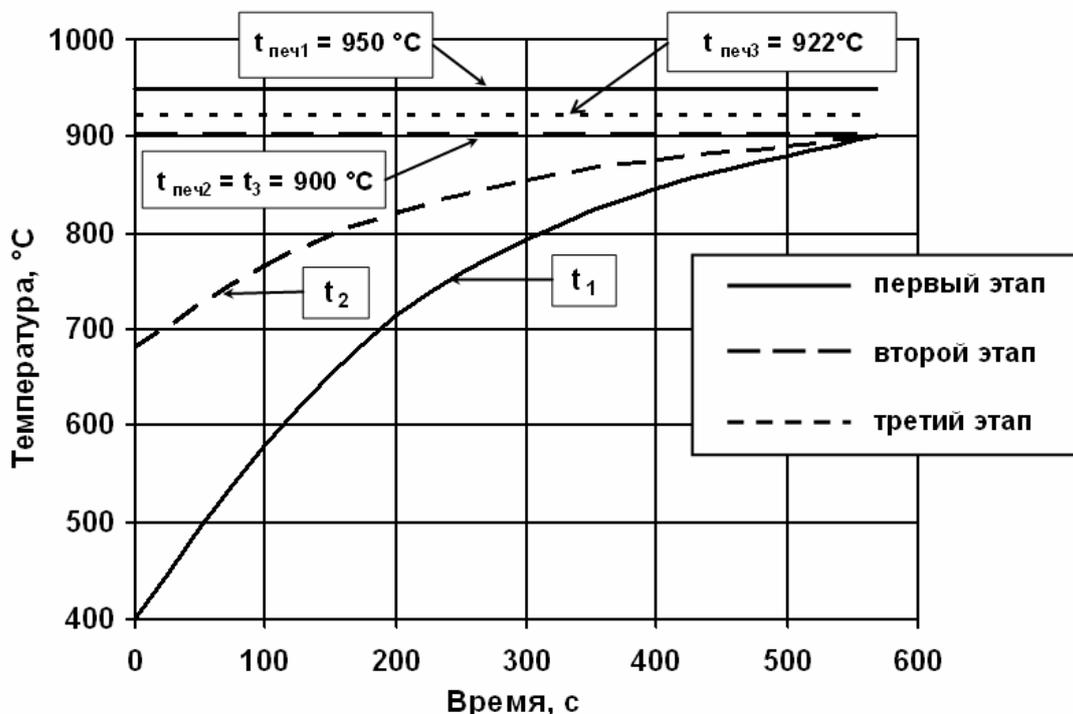


Рис. 2. График нагрева труб с учетом простоя

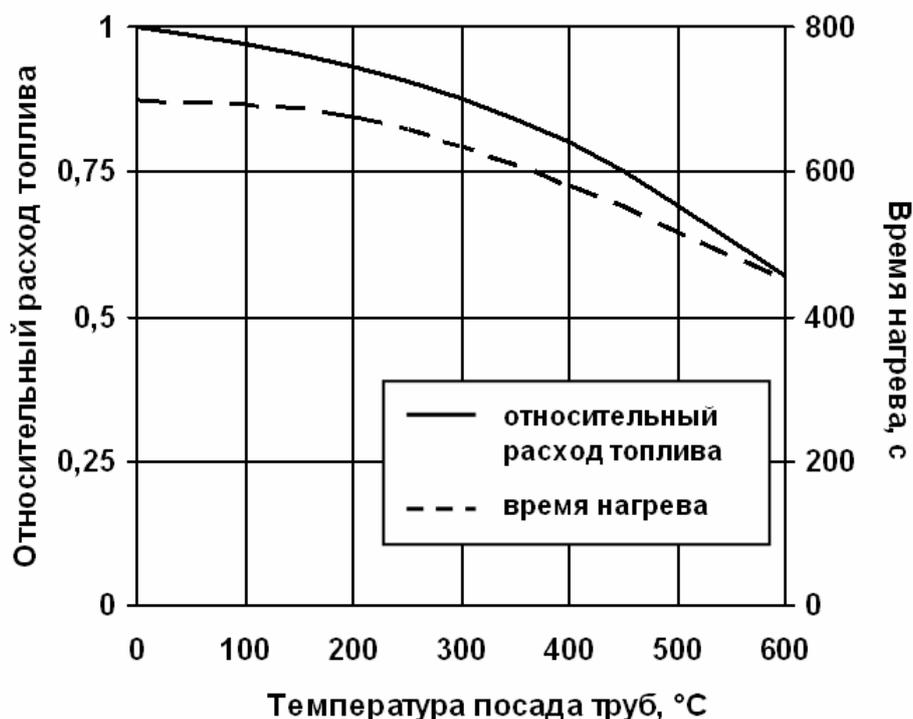


Рис. 3. Зависимость относительного расхода топлива на печь и времени нагрева труб от температуры посадки

В этих условиях возникает задача быстроедействия с учетом ограничений по тепловой мощности печи и длительности цикла шагания балок. Т.е., чем быстрее будет освобожден стол загрузки, тем быстрее наступит согласованная работа станов. Эта задача является актуальной, т.к. в реальных условиях после простоя к горячим трубам, находящимся в печи, подсаживают остывшие трубы. Для решения поставленной задачи разделим весь процесс нагрева на четыре этапа: до задержки, во время задержки, выдача горячего, посад остывшего металла после задержки и его догрев. Будем исходить из того, что после простоя (когда возобновляется работа печи) остывший металл загружают не сразу, а с некоторой паузой β . Затем загрузку продолжают до момента (k) окончания выдачи того металла, который находился в печи при простое.

В такой постановке расчет первых трех этапов для горячего металла остается прежним, а остывший металл за время нагрева горячего металла на третьем этапе подогреется до величины:

$$t_x = t_{\text{печ3}} \cdot (1 - \exp(-(k - \beta)/T)).$$

После выдачи горячего металла наступает так называемый четвертый этап. На этом этапе подсаженный металл должен быть догрет так, чтобы по своей координате и температуре соответствовать графику нагрева с номинальной производительностью, т.е. металл надо пе-

ревести с графика нагрева при $t_{\text{печ}3}$ на график при $t_{\text{печ}1}$. Температуру печи при догреве $t_{\text{печ}4}$ и его длительность μ определим из следующей системы уравнений

$$\begin{cases} t_{\text{печ}4} \cdot (1 - \exp(-\mu/T)) = t_{\text{печ}1} \cdot (1 - \exp(-\beta/T)) , \\ t_{\text{печ}4} - \{ t_{\text{печ}4} - t_{\text{печ}3} \cdot [1 - \exp(-(k - \beta)/T)] \} \cdot (1 - \exp(-\mu/T)) = \\ = t_{\text{печ}1} \cdot (1 - \exp(-k/T)) . \end{cases}$$

Из теории нагрева известно [2], что самый быстрый догрев металла с учетом ограничения по тепловой мощности возможен, если температура печи при догреве будет равна температуре печи при номинальной производительности, т.е. $t_{\text{печ}4} = t_{\text{печ}1}$. Используя это соотношение из первого уравнения, находим

$$\mu = \beta,$$

т.е. длительность процесса догрева подсаженного металла должна быть равна длительности паузы. Подставив это соотношение во второе уравнение, после преобразований и сокращений, получим окончательное выражение для определения длительности процесса догрева подсаженного металла

$$\mu = k.$$

Из полученного решения следует, что при скоростном нагреве горячего металла подсаживать к нему остывший металл не целесообразно, т.к. ухудшается график его нагрева. Для восстановления графика нагрева впоследствии потребуется дополнительное увеличение общей тепловой мощности печи, выше максимальной. Целесообразно сначала быстро выдать горячий металл, и только затем производить нагрев остывшего металла.

О возможностях быстрого нагрева труб для данных числового примера в зависимости от их начальной температуры можно судить по рис. 2. Из этого рисунка видно, что при существующей максимальной скорости движения труб через печь (время нагрева – 408 с) и при максимальной температуре печи нагреть металл при температурах посада 0 – 600 °С невозможно. Это возможно после простоя, когда начальная температура труб поднимается выше 700 °С. Только в этом случае появляется возможность скоростного нагрева горячего металла, уже находящегося в печи.

Для случая догрева горячего металла после простоя с максимальной скоростью движения труб через печь предложены два способа его реализации. Один из них заключается в том, что задается максимальная температура печи, соответствующая номинальной производительности, а затем осуществляется поиск времени продвижения каждой трубы вдоль печи. Этот способ прост в управлении, но требует использования математической модели для расчета процесса нагрева

труб с учетом ограничений по длительности цикла шагания балок. Второй способ управления заключается в том, что задается максимальная скорость движения труб через печь, а на каждом шаге осуществляется поиск температур печи и, соответственно, расходов топлива, которые обеспечивают заданную точность нагрева каждой трубы. Результаты расчетов по различным способам догрева горячего металла после простоя для приведенных выше числовых данных представлены на рис. 4.

Сравнивая между собой по быстрдействию три рассмотренные способа нагрева металла (1 – с постоянной и согласованной со станами скоростью движения металла через печь; 2 – с переменной скоростью движения металла через печь при постоянной и максимальной температуре печи; 3 – с постоянной и максимальной скоростью движения труб через печь) можно заключить, что наибольшим быстрдействием (306 с) обладает способ управления при максимальной температуре печи и при переменной скорости движения труб. Следующим по быстрдействию (408 с) является режим при максимальной скорости движения труб через печь и самым медленным (568 с) – режим с постоянной и согласованной со станами скоростью движения металла. Высокая скорость продвижения труб через печь дает возможность быстрее всего освободить стол загрузки и, тем самым, быстрее начать согласованную работу станков.

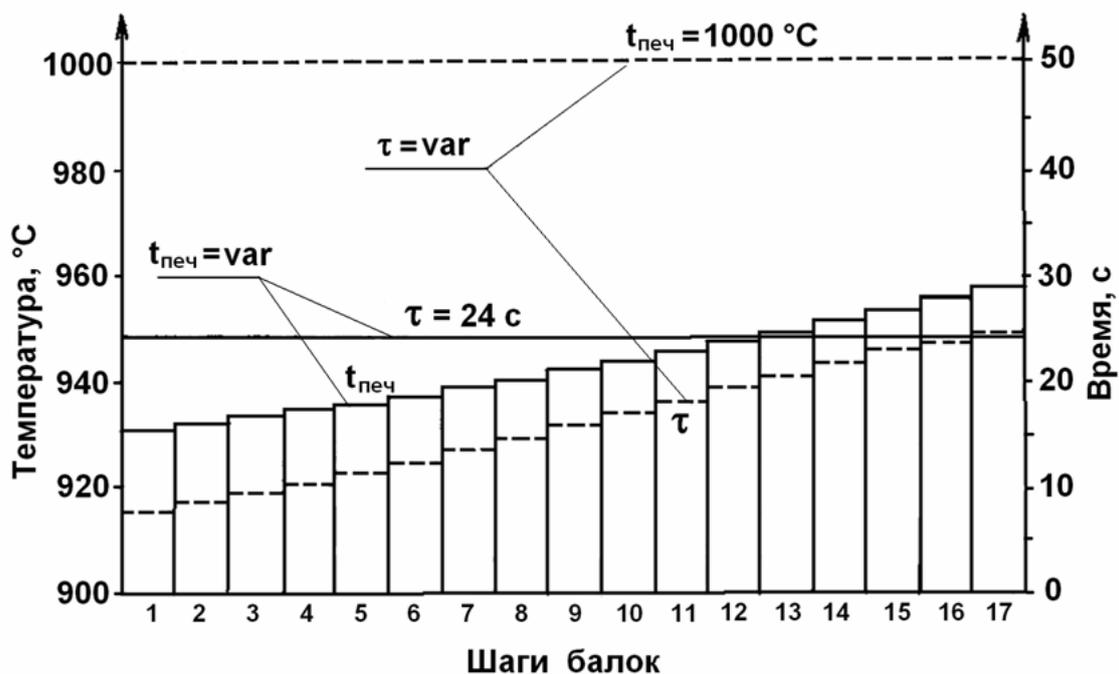


Рис. 4. Примеры численной реализации двух способов управления догревом труб после простоя

Апробация алгоритмов управления

Разработанные алгоритмы управления прошли частичное опробование на печи после оснащения существующих систем управления регулирующими микропроцессорными контроллерами Ремиконт Р130. К контроллеру для повышения эффективности управления нагревом труб подключены пирометры, измеряющие температуры труб как на входе в печь, так и на выходе. Это дало возможность перейти к управлению по температуре выходящей из печи трубы с коррекцией по температуре трубы на посадке. Кроме того, была разработана следящая система с визуализацией размещения труб внутри печи. Такая система была установлена как на самой печи, так и у оператора калибровочного стана. Для повышения гибкости управления печью установлен дополнительный фотоэлемент на линии проката. Это позволило при отсутствии труб в печи и на линии проката автоматически снижать тепловую мощность печи для экономии топлива. За время от появления труб на линии проката до появления их на посадке в печь рабочий режим успевает полностью восстановиться. Предложенные и описанные выше мероприятия позволили повысить качество нагрева труб и получить существенную экономию топлива.

В настоящее время система управления печью существенно модернизирована путем установки вместо Ремиконтов современной техники типа SIMATIK, обладающей большой вычислительной мощностью. Это позволяет расширить возможности управления печью и управлять не только расходами топлива, но и скоростью движения труб в печи, используя при этом разработанную математическую модель ПШБ. Рассчитывая температуру каждой трубы по мере ее продвижения через печь, можно в условиях неритмичной работы станов более точно корректировать тепловой режим с целью обеспечения заданной точности нагрева при минимальном расходе топлива. Этот этап работы в настоящее время находится в стадии внедрения.

Выводы

1. Выполнены теоретические исследования нагрева труб в ПШБ при постоянном и переменном темпе шагания балок. Показано, что способ управления нагревом металла при переменном темпе шагания балок и соответствующей коррекцией температурного и теплового режимов печи является более экономичным, с точки зрения расхода топлива.

2. Разработаны алгоритмы управления работой ПШБ при остановках стана, обеспечивающие реализацию трех способов нагрева металла: 1) с постоянной и согласованной со станами скоростью движения металла через печь; 2) с переменной скоростью движения металла через печь при постоянной и максимальной температуре печи; 3) с по-

стоянной и максимальной скоростью движения труб через печь. Установлено, что наибольшим быстродействием обладает второй способ нагрева, а наименьшим – третий.

Список литературы

1. Расчеты нагревательных печей / Под ред. Н.Ю. Тайца. – К.: Техніка. – 1969. – 540 с.
2. Ревун М.П., Потапов Б.Б., Ольшанский В.М., Бородулин А.В. Высокотемпературные теплотехнические процессы и установки в металлургии. – Запорожье: Изд-во ЗГИА, 2002. – 444 с.

Рукопись поступила 01.03.2007 г.

Павленко А.М. – д-р техн. наук, проф., ДГТУ

Климов Р.А. – ассистент, ДГТУ

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ КАПЕЛЬ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ ПРИ ВСКИПАНИИ ЭМУЛЬСИЙ

Рассмотрены процессы силового взаимодействия между закипающими каплями эмульсии и вызванное фазовым переходом их перемещение. Представлена модель, позволяющая определить динамику перемещения частицы в плоскости при действии на нее сил, направленных со стороны соседних частиц.

Введение

Процессам перемещения капель (газовых пузырьков) дисперсной фазы эмульсии посвящено множество как теоретических, так и исследовательских работ [1, 2]. Во всех работах рассматриваются движущиеся потоки, пульсирующие монодисперсные смеси, которые вытекают через трубы, насадки или сопла. При этом движение частиц принимается ускоренным или замедленным. В данной работе рассмотрим перемещение частиц дисперсной фазы при вскипании эмульсии, которая в начальный момент находится в квазистационарном состоянии.

Как известно, частицы дисперсной фазы могут находиться либо во взвешенном состоянии, которое обеспечивается силами гидродинамического сопротивления (например, при действии силы тяжести), либо могут двигаться с постоянной скоростью, тогда на них действуют силы, вызванные разностью плотностей фаз, разностью скоростей фаз, а также градиентом давления. Когда движение приобретает пульсационный характер, появляются силы Бассэ, связанные с непрерывной перестройкой поля скоростей несущей фазы в окрестности частиц [1], а также силы инерции присоединенных масс, которые вызваны действием увлекаемой частицами части несущей фазы. В литературе приводятся исследования и методики, учитывающие движение частицы в одном направлении на всем промежутке времени под действием силы тяжести, либо при движении вдоль канала. При вскипании эмульсии возможно также перемещение капель дисперсной фазы относительно друг друга и при этом одни капли могут находиться в неподвижном состоянии, а другие будут двигаться с определенной скоростью.

Постановка задачи

Рассмотрим элементарный объем реальной эмульсии типа вода-масло, представленный на рисунке 1 [3]. Как указано в [1], капли дисперсной фазы могут находиться в равновесии, перемещаться либо деформироваться. Процессы деформации капель остаются не до конца изученными и в большинстве случаев при рассмотрении процессов деформации форму капли принимают в виде эллипсоида вращения, а сама капля движется под действием однонаправленной силы. При вскипании же эмульсии некоторая капля будет находиться под действием сил, направленных со стороны соседних капель, которые могут ее как перемещать, так и деформировать. Учитывая данный факт, форма капли остается неопределенной и ее нельзя считать подобной эллипсоиду вращения. Перемещение же капли осуществляется за счет переменных сил, действующих на нее с разных сторон. Поэтому рассматриваемая капля эмульсии может перемещаться в пространстве в любом направлении, и при этом траектория движения может меняться в каждый момент времени. Сама закипающая капля создает силу сопротивления перемещению – силу, действующую на поверхность самой капли со стороны пара. Будем считать, что форма частицы остается недеформируемой, т.е. силы, действующие со стороны соседних капель, могут вызвать только перемещение.

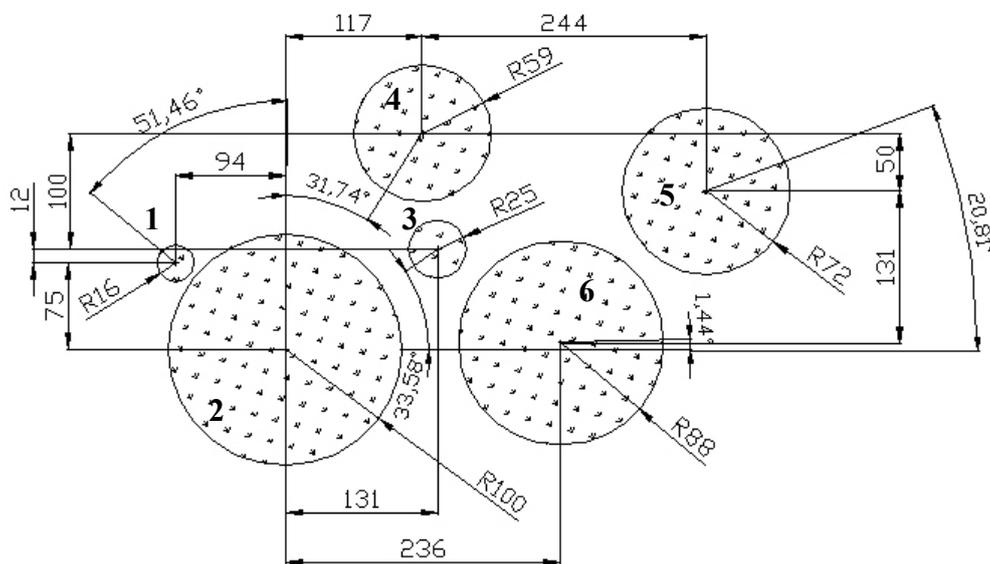


Рис. 1. К расчетной модели перемещения капель 1-6 дисперсной фазы эмульсии

Понятно, что перемещение капли будет осуществляться в сторону наименьшего сопротивления под действием наибольшей суммарной силы. Силу, действующую на объем капли, с учетом уравнения Релея-Плессета [4] можно записать

$$F_m = 4\pi\rho_m R_m^2 (R_m g + 1.5|w| \cdot w), \quad (1)$$

где $g = g_n(x_0, y_0)$, $w = w_n(x_0, y_0)$ – действующие на объем нормальные составляющие ускорения и скорости, соответственно; R_m – радиус границы раздела масло-пар для частицы с номером $m = 1, 2, \dots, 6$.

Тогда силы, действующие на разные стороны частицы равны

$$\begin{aligned} F_{1m} &= 4\pi\rho_m R_m^2 (R_m g_{1m} + 1.5|w_{1m}| \cdot w_{1m}), \quad 0 \leq \beta < 180^\circ; \\ F_{2m} &= 4\pi\rho_m R_m^2 (R_m g_{2m} + 1.5|w_{2m}| \cdot w_{2m}), \quad 180^\circ \leq \beta < 360^\circ. \end{aligned} \quad (2)$$

Учитывая тот факт, что силы, действующие на противоположные стороны частицы, могут быть как однонаправленными (действовать к центру частицы, либо от центра), так и разнонаправленными (одна сила направлена к центру, другая от центра), результирующую силу, действующую на частицу, можно определить из уравнения

$$F_{1,2m} = \begin{cases} |F_{1m} - F_{2m}|, & k_1 > 0; \\ \max(|F_{im}|), & k_1 < 0, i = 1, 2. \end{cases} \quad (3)$$

где $k_1 = \frac{F_{1m}}{F_{2m}}$ – параметр, определяющий направление действия двух сил.

С учетом написанного выше, максимум действующей силы с минимумом противодействия, который может привести к перемещению капли, будет равен

$$F_{\max} = \max(F_{1,2m}), \quad 0 \leq \beta < 360^\circ. \quad (4)$$

Данная сила действует под определенным углом β , а этот угол, в свою очередь, определяет возможное направление движения капли.

Сила, которая действует со стороны самой частицы (со стороны расширяющегося, либо сжимающегося объема паровой прослойки) для определенного значения m равна

$$F_m = 4\pi\rho_m R_m^2 (R_m g_m + 1.5|w_m| \cdot w_m). \quad (5)$$

Определенному значению силы F_{\max} соответствуют значения F_{1m} и F_{2m} . Тогда значение силы, вызывающей перемещение частицы с учетом силы противодействия самой капли F_m , будет определяться из выражения

$$F_{pr} = F_{pr2} - F_{pr1}, \quad (6)$$

где силы F_{pr1} и F_{pr2} определяются как равнодействующие между силами F_{1m} , F_{2m} и силой противодействия самой частицы F_m .

Уравнение баланса сил имеет вид

$$F_{pr} - F_s - F_{pm} = F, \quad (7)$$

где F_s – сила сопротивления; F_{pm} – сила, вызванная эффектом присоединенной массы; F – результирующая сила.

Сила сопротивления равна

$$F_s = S_{mid} \xi \rho_m \frac{|w_k|}{2} w_k, \quad (8)$$

где $S_{mid} = \pi R_m^2$ – площадь миделевого сечения, определяемая выражением; R_m – радиус закипающей частицы; ξ – коэффициент сопротивления. Из [2] коэффициент ξ равен

$$\xi = \left(\frac{16}{Re} + \frac{2.2}{Re^{0.5}} + 0.32 \right) \frac{\mu_m + 1.5\mu_n}{\mu_m + \mu_n}, \quad (9)$$

где Re – критерий Рейнольдса.

Сила, вызванная эффектом присоединенной массы из [1]

$$F_{pm} = \frac{2}{3} \pi R_m^3 \rho_m \frac{dw_k}{d\tau}. \quad (10)$$

Тогда уравнение (7) примет вид

$$F_{pr} - S_{mid} \xi \rho_m \frac{|w_k|}{2} w_k - \frac{2}{3} \pi R_m^3 \rho_m \frac{dw_k}{d\tau} = m_k \frac{dw_k}{d\tau}, \quad (11)$$

где m_k – масса капли.

Уравнение (11) позволяет определить скорость и ускорение капли в произвольный момент времени. При этом считаем, что капля воды, окруженная паровой прослойкой, движется как единое целое с данным объемом пара, т.е. не учитываем возможное существование «проскальзывания» между водой и паром при их движении (паровая оболочка движется, в то время как капля воды неподвижна). Рассматривая процессы перемещения капель в плоскости, определенной осями x и y , принимаем, что скорость w_k и ускорение g_k движения капли, а также силы F из уравнения (11) являются положительными, если однонаправлены с осью x . В том случае, если перемещение осуществляется только вдоль оси y , положительным считаем направление данной оси.

Как указывалось выше, сила, которая может вызвать перемещение, изменяет как направление своего действия, так и угол этого действия. Поэтому, если частица движется под действием силы F_{pr} под определенным углом θ к оси y , имея при этом скорость движения w_k и ускорение g_k , и в некоторый момент времени данная сила F_{pr} меняет свое направление, т.е. начинает действовать под углом β , то дальнейшее перемещение капли будет осуществляться вдоль оси, проходящей под углом γ к оси y , что показано на рисунке 2.

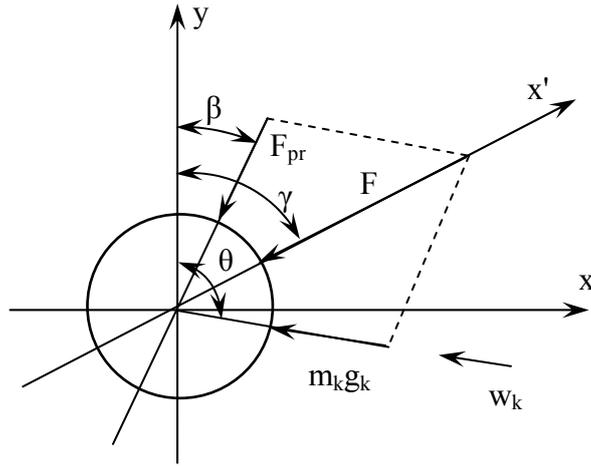


Рис. 2. К определению угла движения частицы (обозначения в тексте)

Для определения угла γ разложим действующую силу F_{pr} и силу, вызванную движением капли $F_k = m_k g_k$ на оси, и найдем результирующие силы по осям

$$\begin{aligned} F_{kx} &= m_k g_k \sin \theta; & F_{ky} &= m_k g_k \cos \theta; \\ F_{prx} &= F_{pr} \sin \beta; & F_{pry} &= F_{pr} \cos \beta; \\ F_x &= F_{kx} + F_{prx}; & F_y &= F_{ky} + F_{pry}. \end{aligned} \quad (12)$$

Тогда угол γ равен

$$\gamma = \begin{cases} \arctg \left| \frac{F_x}{F_y} \right|, & \frac{F_x}{F_y} > 0; \\ 180 - \arctg \left| \frac{F_x}{F_y} \right|, & \frac{F_x}{F_y} < 0; \\ 90, & F_y = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Вдоль оси x' (рисунок 2) действующая сила F_{pr} , а также скорость и ускорение частицы имеют значения

$$F'_{pr} = F_{pr} \cos(|\gamma - \beta|); \quad w'_k = w_k \cos(|\gamma - \theta|); \quad g'_k = g_k \cos(|\gamma - \theta|). \quad (14)$$

Данные значения F'_{pr}, w'_k, g'_k позволяют определить новые значения ускорения и скорости капли по уравнению (11). По этим определенным величинам можно найти перемещение капли вдоль осей x и y из уравнений

$$\frac{dx}{d\tau} = w_k \sin \gamma; \quad \frac{dy}{d\tau} = w_k \cos \gamma. \quad (15)$$

Таким образом, уравнения (1) – (15) определяют перемещение в плоскости частицы при совместном их решении с уравнениями гидродинамики и теплопереноса частиц [4].

Анализ полученных результатов

Расчеты проводим для модели, представленной на рисунке 1, в предположении того, что в начальный момент времени эмульсия находится при температуре $t_0 = 105$ °С и соответствующем этой температуре давлении насыщения воды. В некоторый момент времени давление резко снижается до атмосферного, приводя к вскипанию водной фазы. Тем самым инициируются как процессы дробления, так и процессы перемещения частиц. Из расчетов [4] известно, что капля № 2 (рисунок 1) будет раздроблена практически в момент сброса давления. Поэтому нумерация капель, начиная с № 2, снижается на единицу, т.е. капля № 3 будет называться каплей № 2 и т.д. При этом, если будет наблюдаться дробление других капель, то нумерация также будет уменьшаться на единицу, начиная с номера раздробленной капли. Результаты расчетов представлены на рисунках 3 – 4. На данных рисунках показано, как изменяется ускорение и скорость капли, а также угол ее движения и перемещение в плоскости по соответствующим осям с течением времени для капли № 3 из рисунка 1 (или № 2 с учетом написанного выше). Как видно из этих рисунков, измеряемые величины изменяют как свое значение, так и направление. Так, например, сопоставляя рисунки *3a* и *3b*, можно показать, что рассматриваемая частица при превышении силой, действующей со стороны соседних частиц, силы противодействия самой закипающей капли, приобретает значительное ускорение и скорость. При этом, отрицательное значение скорости говорит о том, что капля движется в направлении, обратном оси x , а отрицательный знак ускорения при отрицательном значении скорости, показывает не замедление, а ускорение данной частицы.

Видимые скачки в изменении, как ускорения, так и скорости, можно связать с изменением угла действия силы и, как следствие, угла перемещения капли из рисунка *4a*.

Например, в момент времени $\tau \approx 3 \cdot 10^{-6}$ с происходит резкое изменение угла перемещения, но при этом показанная на рисунке *4a* большая разница между минимальным и максимальным значениями угла γ , вовсе не означает, что данный угол изменяется на такую большую величину, а общая разность в углах перемещения составляет всего $\approx 4^\circ$. В целом же резкое изменение угла γ показывает, что угол перемещения капли стремится к углу действия силы и практически мгновенно его достигает. Данный угол показывает доминирующее действие силы, которая вызывает перемещение, от капель № 4 и 6 (соответствующие углы расположения $\approx 177^\circ$ и $\approx 120^\circ$).

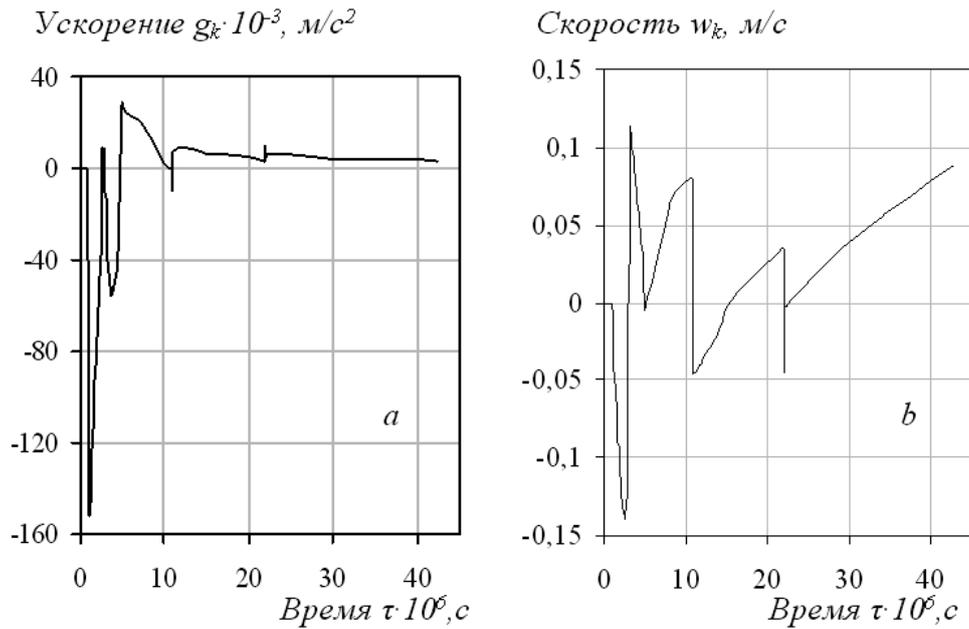


Рис. 3. Изменение ускорения (а) и скорости (б) капли с течением времени

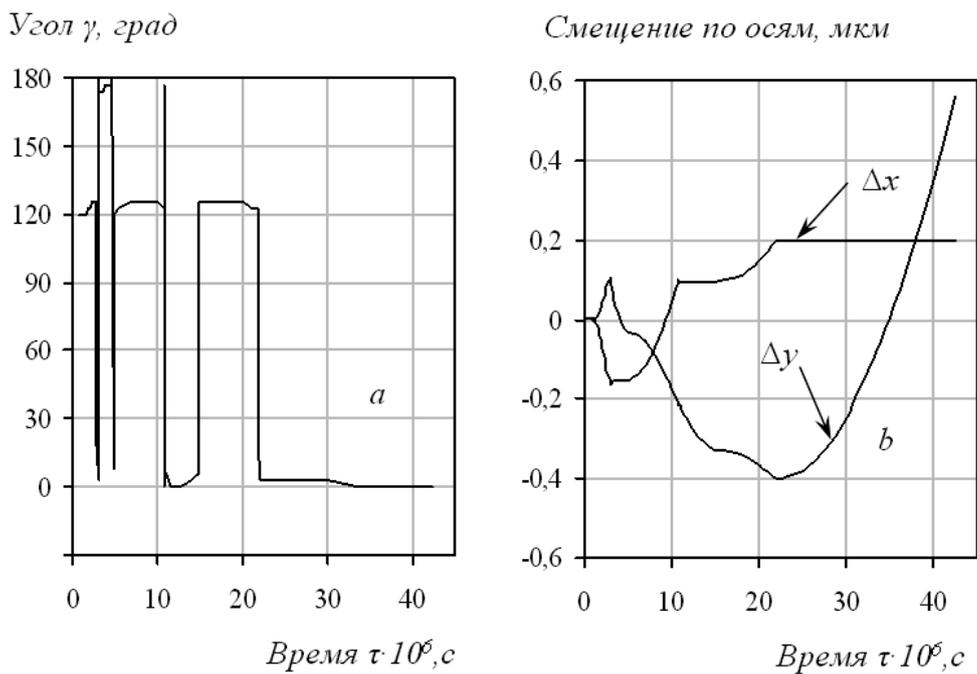


Рис. 4. Изменение угла перемещения капли (а) и смещения по осям (б) во времени

Данные ускорения капель и ее скорость могут стать причиной гидродинамической неустойчивости, если превысят значения критических параметров. Но, несмотря на то, что значение ускорения и велико, оно не достигает того критического порога, при котором наступает неустойчивость, из-за того, что рассматриваемая частица имеет

достаточно малый размер. Пиковое значение ускорения достигает 150000 м/с^2 , в то время как критическое значение равно $g_{cr} \approx 350000 \text{ м/с}^2$, и по скоростям $w_k^{\max} \approx 0.14 \text{ м/с}$ и $w_{cr} \approx 4.7 \text{ м/с}$.

Как видно из рисунка 4b, смещение по осям неоднозначно изменяется во времени, а видимые изгибы в изменении $\Delta x(\tau)$ и $\Delta y(\tau)$ согласуются с изменением угла действующей силы. Максимальное значение смещения до момента встречи с другой частицей не так и велико ($\approx 0.6 \text{ мкм}$ по оси y). Учитывая, что таким смещением обладает капля, которая имеет практически меньшее значение радиуса из рассматриваемых капель, то для данной температуры можно пренебречь смещениями больших капель в пределах до $10^{-3} \div 10^{-2} \text{ с}$, но до этого момента времени они, возможно, сольются друг с другом. Понятно также, что большие капли не будут перемещаться так быстро, как малые, но и перемещение малых капель в основном осуществляется из-за того, что они очень быстро, в сравнении с большими, уравнивают свое значение ускорения и скорости до равновесных.

Выводы

Таким образом, смещение капель при малых перепадах давления невелико, но для значительных перепадов сброса давления может оказаться достаточно большим, так же как и значения скорости и ускорения, что может привести к эффектам гидродинамического дробления частицы. Но, при больших перепадах давления возможно дробление больших капель, в то время, как малые остаются целыми, и их перемещение будет ничтожным до момента следующего появления парового слоя на раздробленных частицах. В целом же учет смещения капель приводит к более детальному и точному изучению процесса закипания термолабильной части эмульсии и дробления дисперсной фазы.

Список литературы

1. Накорчевский А.И., Басок Б.И. Гидродинамика и тепломассо-перенос в гетерогенных системах и пульсирующих потоках. – Киев, Наукова думка, 2001. – 348 с.
2. Иваницкий Г.К. Моделирование процессов деформирования и дробления капель при движении в жидкости / Пром. теплотехника. – 1997. – Т. 19. – № 1. – С. 9 – 16.
3. Долинский А.А., Павленко А.М., Басок Б.И. Теплофизические процессы в эмульсиях. – Киев, Наукова думка, 2005. – 265 с.
4. Павленко А.М., Климов Р.А., Басок Б.И. Кинетика испарения в процессах гомогенизации // Пром. теплотехника. – 2006. – Т. 28. – № 6. – С. 14 – 20.

Рукопись поступила 05.04.2007 г.

Пульпинский В.Б. – ст. препод., НМетАУ

Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ НАГРЕВА (ОХЛАЖДЕНИЯ) ЦИЛИНДРА БЕСКОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ ПРИ ОБЩЕМ ГРАНИЧНОМ УСЛОВИИ ВТОРОГО РОДА

Рассмотрен численно-аналитический метод (ЧАМ) решения задачи об определении температурного поля цилиндра бесконечной длины при симметричном нагреве его переменным во времени тепловым потоком.

Введение

Решение задачи, которой посвящена настоящая статья, встречается в трубном производстве при нагреве заготовок горячего посада в многозонных печах с переменной температурой газов по зонам и неравномерной по сечению заготовки температурой перед посадом её в печь.

Второй практический случай необходимости решения подобной задачи встречается при охлаждении заготовки в период времени от момента выдачи её из печи до начала деформации или перед подогревом в другой печи.

Чаще всего подобные задачи решают численным способом [1], альтернативой которому является представленный в статье численно-аналитический метод [2], основанный на аналитическом решении задачи теплопроводности при граничных условиях второго рода.

Математическая постановка и решение задачи

Аналитическое решение задачи определения температуры цилиндра бесконечной длины $t(r, \tau)$ при граничном условии на поверхности $q = q(\tau)$ и начальном условии $t_0 = f(r)$ имеет следующий вид [3]

$$\begin{aligned}
 t(r, \tau) = & 2 \cdot \int_0^1 r \cdot f(r) \cdot dr + \frac{2a}{\lambda \cdot R} \int_0^\tau q(v) \cdot dv + \\
 & + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\mu_n \cdot r)}{J_0^2(\mu_n)} \exp\left(-\mu_n^2 \cdot \frac{a\tau}{R^2}\right) \cdot 2 \int_0^1 r \cdot f(r) \cdot J_0(\mu_n \cdot r) \cdot dr + \\
 & + \frac{2a}{\lambda \cdot R} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\mu_n \cdot r)}{J_0(\mu_n)} \exp\left(-\mu_n^2 \cdot \frac{a\tau}{R^2}\right) \cdot \int_0^\tau q(v) \exp\left(\mu_n^2 \cdot \frac{av}{R^2}\right) \cdot dv.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Здесь τ – время нагрева, с; v – текущий момент времени ($0 \leq v \leq \tau$); r – относительная координата по радиусу цилиндра ($0 \leq r \leq 1$);

R – радиус цилиндра, м; q – плотность теплового потока, Вт/м²; "а" и "λ" – постоянные теплофизические коэффициенты температуропроводности и теплопроводности м²/с и Вт/(м·К) соответственно; μ_n – корни уравнения $J_1(\mu_n) = 0$; J_0 J_1 – функции Бесселя от действительного аргумента нулевого и первого порядков. Значение первых десяти корней μ_n приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значение корней уравнения $J_1(\mu_n) = 0$

n	μ_n	n	μ_n
1	3,8317	6	19,6159
2	7,0156	7	22,7601
3	10,1735	8	25,9037
4	13,3237	9	29,0468
5	16,4706	10	32,1897

Начальное распределение температур будем считать параболическим:

$$t_0 = f(r) = t_{ц,0} \pm \Delta t_0 \cdot r^2, \quad (2)$$

где $t_{ц,0}$ – начальная температура в центре сечения цилиндра, °С; Δt_0 – перепад температур между поверхностью и центром в момент $\tau = 0$.

Удовлетворим выражение (1) начальному условию (2), а также, согласно процедуре ЧАМ [2], перейдем в (1) к дискретному измерению времени $\tau = k \cdot \Delta \tau$, $dv = v_i - v_{i-1} = \Delta \tau$, заменив интегралы по времени суммами с помощью квадратурной формулы [2]:

$$\int_{v_{i-1}}^{v_i} \varphi(v) dv = [\beta \cdot \varphi(v_i) + (1 - \beta) \varphi(v_{i-1})] \cdot \Delta \tau, \quad (3)$$

при этом в (3) принимаем $\beta = 0$ из возможных значений β от 0 до 1; i – номер интервала времени $\Delta \tau$ ($0 \leq i \leq k$).

После указанных преобразований и интегрирования (1), получили искомое решение в следующем виде:

$$t(r)_{[k]} = \bar{t}_0 \left[1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\mu_n \cdot r)}{J_0(\mu_n)} \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a \cdot k \cdot \Delta \tau}{R^2}\right) \right] + \frac{2a}{\lambda \cdot R} \left(C_{[k]} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\mu_n \cdot r)}{J_0(\mu_n)} \cdot A_{[n,k]} \right), \quad (4)$$

здесь $C_{[k]} = \int_0^{\tau} q(v) \cdot dv = \sum_{i=1}^k q_{[i-1]} \cdot \Delta \tau$; $C_{[0]} = 0$,

или в рекуррентной форме [2]

$$C_{[k]} = C_{[k-1]} + q_{[k-1]} \cdot \Delta \tau; \quad C_{[0]} = 0. \quad (5)$$

$$\begin{aligned}
A_{[n,k]} &= \exp\left(-\mu_n^2 \cdot \frac{a\tau}{R^2}\right) \cdot \int_0^{\tau} q(v) \exp\left(\mu_n^2 \frac{a \cdot v}{R^2}\right) dv = \\
&= \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a \cdot k \cdot \Delta\tau}{R^2}\right) \cdot \sum_{i=1}^k q_{[i-1]} \cdot \exp\left(\mu_n^2 \cdot \frac{a}{R^2} (i-1)\Delta\tau\right) \cdot \Delta\tau
\end{aligned}$$

или в рекуррентной форме

$$A_{[n,k]} = \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a}{R^2} \Delta\tau\right) \cdot (A_{[n,k-1]} + q_{[k-1]} \cdot \Delta\tau); \quad A_{[n,0]} = 0; \quad (6)$$

\bar{t}_0 – средняя по массе начальная температура тела, равная

$$\bar{t}_0 = t_{u,0} \pm \frac{\Delta t_0}{2}.$$

Найдем среднюю по массе температуру цилиндра $\bar{t}_{[k]}$ по формуле [3]:

$$\bar{t}_{[k]} = 2 \int_0^1 r \cdot t(r)_{[k]} \cdot dr.$$

Подставляя в эту формулу вместо $t(r)_{[k]}$ соответствующее выражение из (4) и принимая во внимание из [3, с. 121], что

$$2 \int_0^1 \bar{t}_0 \cdot r \cdot J_0(\mu_n \cdot r) \cdot dr = \frac{2\bar{t}_0}{\mu_n} \cdot J_1(\mu_n) = 0,$$

после интегрирования получаем расчетную формулу

$$\bar{t}_{[k]} = \bar{t}_0 + \frac{2a}{\lambda R} C_{[k]}. \quad (7)$$

Алгоритм вычисления температур представляет собой цикл по времени, начиная с $k = 1$. Последовательность вычислений такова.

1. Находим значение плотности теплового потока в момент времени $[k - 1]$ – при нагреве тела в печи с температурой газов T_Γ :

$$q_{[k-1]} = \sigma_{[k-1]} \cdot (T_{\Gamma[k-1]}^4 - T^4(R)_{[k-1]}) + \alpha_{[k-1]} (T_{\Gamma[k-1]} - T(R)_{[k-1]}),$$

либо при охлаждении в среде с температурой T_c :

$$q_{[k-1]} = \sigma_{[k-1]} \cdot (T(R)_{[k-1]}^4 - T_c^4) + \alpha_{[k-1]} \cdot (T(R)_{[k-1]} - T_{c[k-1]}),$$

где σ – коэффициент излучения в системе газ-кладка-металл [4]; α – конвективный коэффициент теплоотдачи от газов к поверхности изделий либо от поверхности изделий к охлаждающей среде.

2. Из (5) и (6) вычисляем $C_{[k]}$ и $A_{[n,k]}$.

3. Из (4) вычисляем $t(r)_{[k]}$, в частности $t(R)_{[k]}$ и $t(0)_{[k]}$, из (7) – $\bar{t}_{[k]}$ и переходим к следующему циклу.

Можно задать любую точность численно-аналитического расчета и достичь её выбором величины интервала времени $\Delta\tau$. Общая рекомендация сводится к тому, чтобы выбрать $\Delta\tau$, сверяя результаты расчета с известным аналитическим решением.

М.В. Губинским предложен вариант аналитического решения уравнения теплопроводности и применения к нему процедуры ЧАМ при переменных теплофизических коэффициентах, заданных функциями $a(\tau)$ и $\lambda(\tau)$ [2]. В этом случае расчетные формулы записываются следующим образом.

$$t(r)_{[k]} = \bar{t}_0 \left[1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\mu_n \cdot r)}{J_0(\mu_n)} \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a_{[k-1]} \cdot k \cdot \Delta\tau}{R^2}\right) \right] + \frac{2}{R} \left(C_{[k]} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\mu_n \cdot r)}{J_0(\mu_n)} \cdot A_{[n,k]} \right), \quad (8)$$

$$\bar{t}_{[k]} = \bar{t}_0 + \frac{2}{R} C_{[k]}, \quad (9)$$

$$C_{[k]} = C_{[k-1]} + q_{[k-1]} \cdot \frac{a_{[k-1]}}{\lambda_{[k-1]}} \cdot \Delta\tau; \quad C_{[0]} = 0, \quad (10)$$

$$A_{[n,k]} = \exp\left(-\frac{\mu_n^2 a_{[k-1]}}{R^2} \cdot \Delta\tau\right) \cdot \left(A_{[n,k-1]} + q_{[k-1]} \cdot \frac{a_{[k-1]}}{\lambda_{[k-1]}} \cdot \Delta\tau \right); \quad A_{[n,0]} = 0. \quad (11)$$

В формулах (8), (10) и (11) значения $a_{[k]}$ и $\lambda_{[k-1]}$ находят по среднemasовой температуре тела $\bar{t}_{[k-1]}$ либо как среднее арифметическое их значений при температурах на поверхности $t(R)_{[k-1]}$ и на оси цилиндра $t(0)_{[k-1]}$.

Выводы

Получены расчетные формулы и построен алгоритм численно-аналитического решения задачи нагрева (охлаждения) цилиндра бесконечной длины при граничном условии $q = q(\tau)$ и начальной температуре $t_0 = t_{ц,0} \pm \Delta t \cdot r^2$. Алгоритм применен для разработки методики расчета нагрева трубной заготовки в многозонной кольцевой печи и охлаждения заготовки после выдачи из печи в паузе перед деформацией или перед следующим подогревом в другой печи.

Список литературы

1. Телегин А.С., Швыдкий В.С., Ярошенко Ю.Г. Тепломассоперенос. Учебник для вузов: 2-е изд. перераб. и доп. / Под редакцией Ю.Г. Ярошенко. – М.: ИКЦ "Академкнига", 2002.
2. Губинский В.И., Лу Чжун-У. Теория пламенных печей. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с.
3. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 599 с.
4. Расчеты нагревательных печей / Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф. и др. / Под ред. Н.Ю. Тайца. – Киев: Техніка, 1969. – 540 с.

Рукопись поступила 20.04.2007 г.

Радченко Ю.Н. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Веселова С.П. – студентка, НМетАУ

Щурова Н.И. – ст. препод., НМетАУ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ВЭР В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

Рассмотрен один из возможных вариантов использования низкотемпературных технологических газов в рекуперативной системе вентиляции на основе тепловых труб. Показана принципиальная возможность создания такой системы.

Уменьшение топливно-энергетических затрат на выпуск единицы продукции в конкретном теплотехнологическом агрегате зачастую невозможно, т.к. связано с особенностями процесса и технологическими ограничениями. В этом случае экономия топлива может основываться на использовании вторичных энергоресурсов (ВЭР), которые в настоящее время достаточно распространены и не используются в должной степени.

Одной из причин, обуславливающей проблему использования ВЭР (особенно низкопотенциальных), является то, что их температурный уровень обычно недостаточен для эффективной работы теплообменников, подогревающих топливо или воздух горения. Поэтому разработка систем, использующих низкопотенциальные ВЭР, является перспективным направлением энергосбережения.

В зимнее время в системах вентиляции необходимо подогревать приточный воздух. В качестве источника теплоты, как правило, используется горячая вода, электроэнергия или продукты сгорания топлива. С учетом температуры подогрева воздуха, в качестве такого источника также возможно использование низкопотенциальных ВЭР.

В данной работе решена задача использования теплоты технологических газов от шахтных известково-обжиговых печей ОАО «ДМЗ им. Г.И. Петровского».

Для уточнения параметров образующихся ВЭР выполнили поверочный расчет известково-обжиговой печи. Расчет выполняли как расчет теплообменного аппарата, который должен обеспечить нагрев движущегося слоя кусков известняка до температуры, гарантирующей отсутствие недопала (~900 °С), причем, за поверхность нагрева этого аппарата принималась поверхность самих кусков известняка [1].

Расчет показал, что от одной шахтной печи в атмосферу выбрасывается до 4000 м³/ч низкотемпературных газов, при этом мощность теплового выброса составляет до 300 кВт.

Согласно строительным нормам и правилам [2] максимальные часовые расходы теплоты на отопление и вентиляцию жилых, общественных и производственных зданий должны определяться по расчетным расходам теплоты.

Для нашего случая определили, что суммарный расход теплоты на вентиляцию здания «Центральной заводской лаборатории» (ЦЗЛ) в отопительный сезон составляет ~ 150 кВт, при расчетном количестве воздуха на вентиляцию ~ 11000 м³/ч.

Недостаток естественной тяги в шахтной печи предъявляет жесткие требования к конструкции теплообменного аппарата по гидравлическому сопротивлению со стороны дымовых газов. Удовлетворить эти требования удалось, используя тепловые трубы (ТТ), в частности, испарительные термосифоны (ИТС) [3, 4]. Благодаря механизму теплопередачи, положенному в основу работы ТТ, аппарат может быть разделен на две пространственные зоны: «холодную» зону теплоотвода и «горячую» зону теплоподвода, что и позволяет минимизировать сопротивление теплообменника по сравнению с аппаратами традиционной конструкции [5].

С целью недопущения чрезмерного охлаждения технологических газов ($t_r > 150$ °С) и обеспечения стабильности работы системы теплоснабжения, в один теплообменный блок объединяются 3 шахтные известково-обжиговые печи.

Для расчета теплообменника на базе ИТС использовали методику [6], согласно которой расчетное выражение для коэффициента теплопередачи имеет вид

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + (1 + \frac{h_1}{h_2}) \cdot \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{h_1}{h_2} \cdot \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи на «горячей» стороне; α_2 – коэффициент теплоотдачи на «холодной» стороне; h_1/h_2 – относительная высота испарительной и конденсационной зон ИТС,

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{G_B \cdot \bar{\rho}_B \cdot w_B \cdot \psi_2}{G_r \cdot \bar{\rho}_r \cdot w_r \cdot \psi_1};$$

G – массовый расход теплоносителя, кг/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; w – скорость теплоносителя, м/с; ψ – поправочный коэффициент для круглых ребер; $\delta_{ст}$ – толщина стенки ИТС; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки.

Для наших условий значение коэффициента теплопередачи составило $K = 12,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, поверхность испарительной части всего теплообменника составила $63,9 \text{ м}^2$, одного газохода – $21,3 \text{ м}^2$.

Задаваясь длиной зоны подвода теплоты ИТС – $0,5 \text{ м}$, определили остальные параметры теплообменника:

- длина зоны отвода теплоты – $0,012 \text{ м}$;
- общее количество труб – 542 шт. ;
- удельная тепловая нагрузка на один ИТС – 955 Вт ;
- количество труб по периметру газохода – 86 шт. ;
- количество рядов труб по высоте газохода – 6 шт.

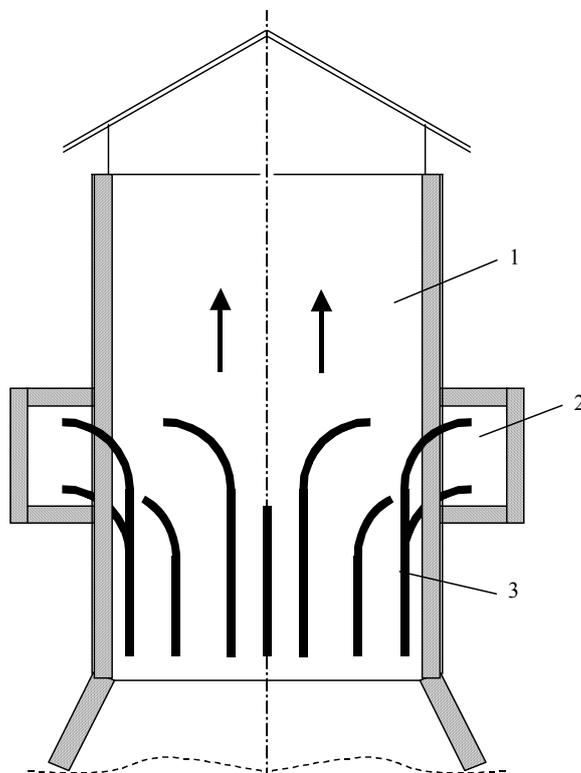
Компоновка теплообменника в газоходе обжиговой печи показана на рисунке.

Сопrotивление теплообменника по газовому и воздушному трактам определяли по формуле [7]

$$\Delta P = E_u \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{w}^2,$$

где E_u – критерий Эйлера; ρ – плотность газа; w – среднерасходная скорость потока.

Расчетное значение сопротивления теплообменника по газовому тракту (без учета оребрения) составило – 49 Па .



*Компоновка теплообменника
на газоходе: 1 – газоход;
2 – воздушный короб;
3 – испарительная часть ИТС*

Выводы

1. Показана принципиальная возможность использования теплоты низкотемпературных ($\sim 200 \dots 300$ °С) технологических газов известкового производства для подогрева приточного воздуха в системах вентиляции.

2. Использование ИТС позволило минимизировать гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата по дымовому тракту до приемлемого значения ~ 50 Па.

3. Коэффициент теплопередачи теплообменника на базе ИТС находится на уровне обычного стального рекуператора.

4. В отопительный сезон использование в рекуперативной системе вентиляции теплоты технологических газов экономит до 150 кг условного топлива в сутки.

Список литературы

1. Теплотехнические расчеты металлургических печей / Китаев Б.И., Зобнин Б.Ф., Ратников В.Ф., Телегин А.С. и др. – М.: Металлургия, 1970. – 528 с.

2. СНиП 2.04.07-86 Тепловые сети. – М.: Стройиздат, 1987.

3. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы: Пер. с англ. – М.: Энергия, 1979. – 272 с.

4. Турбин В.С., Курносков А.Т. Бесфитильные тепловые трубы: конструкция, расчеты и применение. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1987. – 112 с.

5. Смирнов Г.Ф. Теплотехнические задачи расчета теплообменных аппаратов с тепловыми трубами // Теплоэнергетика. – 1988. – №7. – С. 51 – 54.

6. Тепло- і масообмінні апарати і установки промислових підприємств. Ч. 1. // За ред. Б.О. Левченка. – Харків: ХДПУ, 1999. – 420 с.

7. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.

Рукопись поступила 17.04.2007 г.

Ревун М.П. – д-р техн. наук, проф., ЗГИА

Баришенко Е.Н. – ст. препод., ЗГИА

Башлий С.В. – канд. техн. наук, доц., ЗГИА

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ИМПУЛЬСНОГО ОТОПЛЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ

Результаты эксплуатации на термических печах показали, что импульсное отопление обеспечивает сокращение расхода топлива, длительности нагрева и брака по нагреву металла. Для использования такого способа отопления необходимо применять современные исполнительные механизмы, а также универсальные горелочные устройства. Для широкого распространения на всех печах импульсного отопления необходимо разработать методику для определения времени длительности импульсов.

Введение

Современный импульсный способ отопления нагревательных печей имеет неоспоримые преимущества перед традиционным непрерывным аналоговым регулированием температурного и теплового режимов: улучшенное качество нагрева (равномерность по всему объему садки металла, отсутствие критических температурных перепадов, значительное повышение конвективной составляющей теплообмена за счет исключения «застойных» зон в аэродинамике рабочего пространства, автоматическая организация оптимального рециркуляционного потока дымовых газов), и, как следствие, сокращение длительности термообработки со всеми вытекающими положительными последствиями (увеличение производительности, снижение расхода топлива, более рациональное использование производственных мощностей).

Импульсный способ отопления

При длительной эксплуатации печей, оснащенной электрическими и пневматическими исполнительными механизмами с постоянной скоростью перемещения штока, выяснилось, что дроссели и исполнительные механизмы изнашиваются и выходят из строя. Из-за резкого поворота заслонки почти на 90° в высокоскоростном газовом или воздушном потоке возникали существенные перепады аэродинамического напора, что приводило к разрушению крепления заслонки к поворотному штоку дросселя и конечных выключателей. Для исключения указанно-

го недостатка предложен современный пневматический исполнительный механизм фирмы «CAMOZZI» с цилиндрами серии 40 DIN/iso6431 VDMA24562. На поршне этих цилиндров установлены постоянные магниты. Положения поршня определяются магнитными датчиками, закрепленными на цилиндре. Цилиндры этой серии оснащены устройствами демпфирования в конце хода, с регулировкой интенсивности торможения. И, что самое главное, скорость движения цилиндра может регулироваться встроенным регулятором на всем протяжении хода поршня, то есть имеется возможность подобрать щадящий режим движения поворотного штока дросселя в критических положениях шиберной заслонки и исключить разрушение креплений.

Однако, наряду с преимуществами импульсного способа отопления имеются следующие проблемы: 1) существующий парк горелочных устройств печи, как правило, не приспособлен для работы на предельных режимах, необходимых для реализации данного способа; 2) отсутствует универсальная методика теоретического расчета длительности импульсов подачи топлива, которая позволила бы еще на этапе разработки проекта подобрать необходимые горелочные устройства и систему автоматического регулирования для любого агрегата.

Для реализации импульсного способа отопления разработано новое горелочное устройство [1], которое позволяет реализовать режим отопления в широком диапазоне температуры и расходов газа и воздуха при плавном и ступенчатом режимах подачи газа и воздуха в рабочее пространство. В настоящее время разработанная конструкция горелок внедрена на 25 печах термического цеха ОАО «Днепрспецсталь».

Методика определения длительности импульса

В настоящей работе приводится методика расчета временных параметров импульсного способа отопления, в частности, длительности импульсов и пауз.

Для ее разработки рассмотрим нагревательный агрегат с точки зрения теории автоматического управления. Входным сигналом объекта регулирования является расход топлива, а выходным сигналом – температура в зоне печи.

Расчет параметров импульсного отопления осуществляется путем исследования динамических характеристик объекта, которыми является длительность импульсов и пауз между ними. Для этого необходимо получить кривые разгона по известной методике [2, 3], а затем выполнить расчеты, приведенные ниже.

Так как нагреваемый металл представляет собой объект, в котором может накапливаться энергия, то дифференциальное уравнение динамики нагрева в различных точках по ширине печи представляется инерционным звеном 2-го порядка

$$T_2^2 \frac{d^2 X_{\text{вблх}}}{dt^2} + T_1 \frac{dX_{\text{вблх}}}{dt} + X_{\text{вблх}} = k \cdot X_{\text{вх}}, \quad (1)$$

где $X_{\text{вблх}}$ – это температура в контролируемой точке по ширине печи; T_1, T_2 – постоянные времени, с; k – коэффициент передачи объекта, °С.

Передаточная функция звена 2-го порядка, полученного из выражения (1), имеет вид:

$$W(p) = \frac{k}{T_2^2 \cdot p^2 + T_1 \cdot p + 1}. \quad (2)$$

Временная характеристика этого звена зависит от того, имеет ли знаменатель передаточной функции вещественные или сопряженно-комплексные корни. Исходя из постановки задачи, принимается, что знаменатель передаточной функции имеет два равных вещественных отрицательных корня для каждой точки измерения:

$$T_2^2 \cdot p^2 + T_1 \cdot p + 1 = 0;$$

$$\text{откуда } p_{1,2} = \frac{-T_1 \pm \sqrt{T_1^2 - 4 \cdot T_2^2}}{2 \cdot T_2^2} = -\frac{T_1}{2 \cdot T_2^2} \pm \sqrt{\frac{T_1^2}{4 \cdot T_2^4} - \frac{1}{T_2^2}}.$$

Так как корни одинаковые, то $\frac{T_1^2}{4 \cdot T_2^4} - \frac{1}{T_2^2} = 0$, тогда принимается,

что

$$T_1 = 2 \cdot T_2.$$

Отсюда передаточная функция звена 2-го порядка с двумя равными вещественными корнями имеет вид:

$$W(p) = \frac{k}{(T_2 \cdot p + 1)^2}. \quad (3)$$

Результаты исследований

Для подтверждения разработанной методики был проведен эксперимент: в рабочем пространстве по ширине действующей печи установили 5 термопар, на равном расстоянии друг от друга. Рабочие спаи термопар 1 разместили на поверхности садки 2 (рис. 1). Точка 1 находилась со стороны расположения горелочных устройств 3, а точка 5 – у противоположной боковой стены. Эксперименты проводили на печи № 19 термического цеха ОАО завод «Днепроспецсталь».

Выполнение экспериментальных исследований было основано на ступенчатой подаче топлива и воздуха на горелочное устройство в период выдержки металла. В этом случае на вторичном приборе получены кривые разгона в 5 точках по ширине печи, которые показаны на рис. 2.

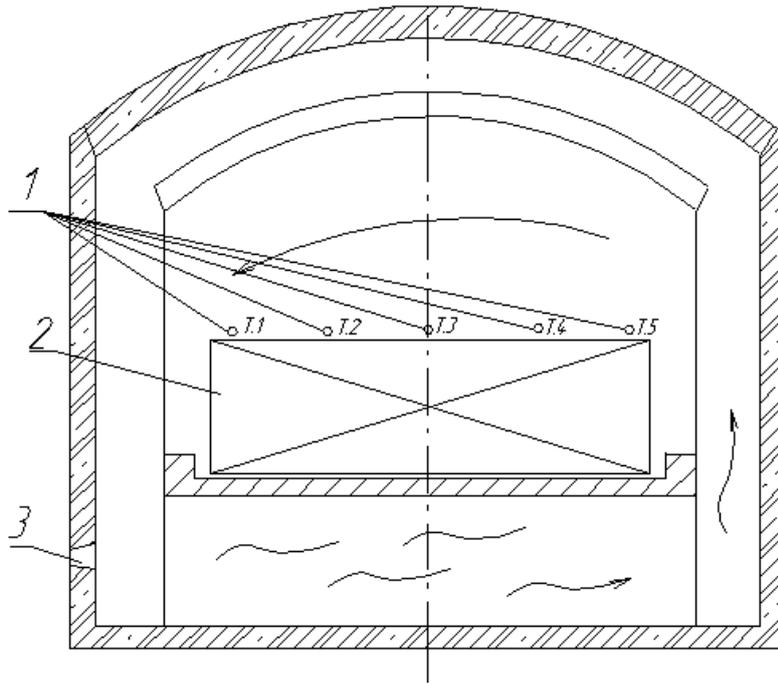


Рис. 1. Поперечный разрез печи с подподовыми топками

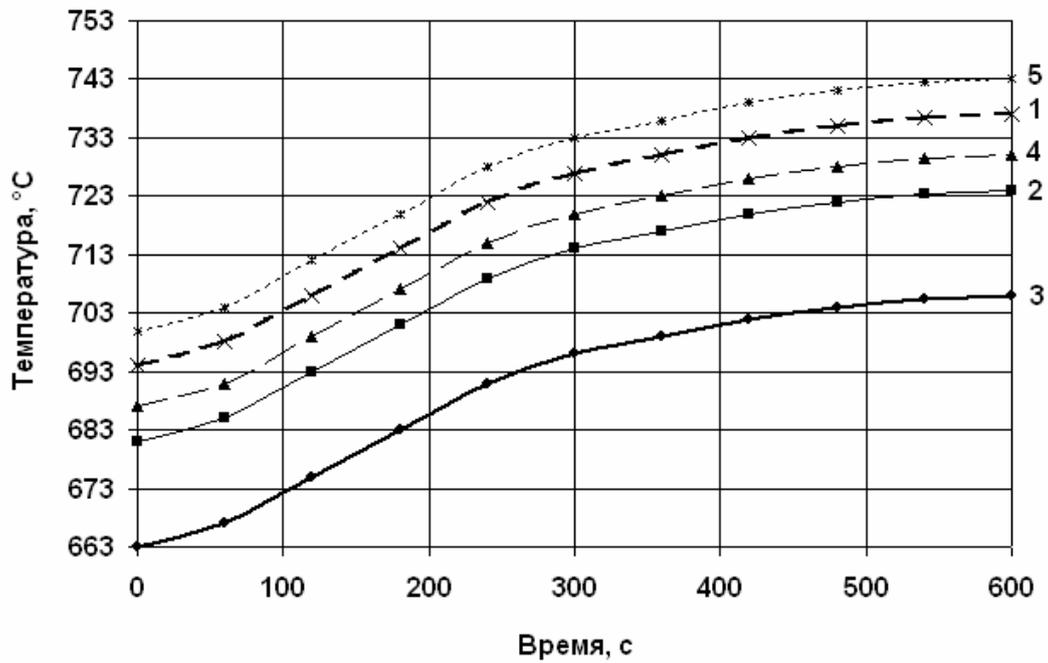


Рис. 2. Кривые разгона по 5 точкам одной зоны

Исходя из экспериментальных данных, определяются передаточные функции для каждой точки по ширине печи и представляются выражением амплитудно-фазовых частотных характеристик

$$W(i\omega) = \frac{k}{(Ti\omega + 1)^2} \quad (4)$$

Для расчета длительности подачи топлива из амплитудно-фазовой характеристики определяется амплитудно-частотная характеристика для всех 5-ти точек измерения

$$A(\omega)_j = \frac{k_j}{T_j^2 \cdot \omega^2 + 1}, \quad (5)$$

где $j = 1 - 5$ – номер точки эксперимента.

По формуле 5 рассчитывается амплитудно-частотная характеристика, представленная на рис. 3.

По условиям импульсного нагрева желательно получить минимальное отклонение температуры в каждой точке измерения. Поэтому сравниваем правую часть выражений (5) с минимальным значением перепада температур Δt_{min} , после чего из этих выражений находим частоту реверсирования по времени.

$$\Delta t_{min} = \frac{k}{T^2 \cdot \omega^2 + 1}, \quad (6)$$

$$\omega = \frac{\sqrt{k/t_{min} - 1}}{T}. \quad (7)$$

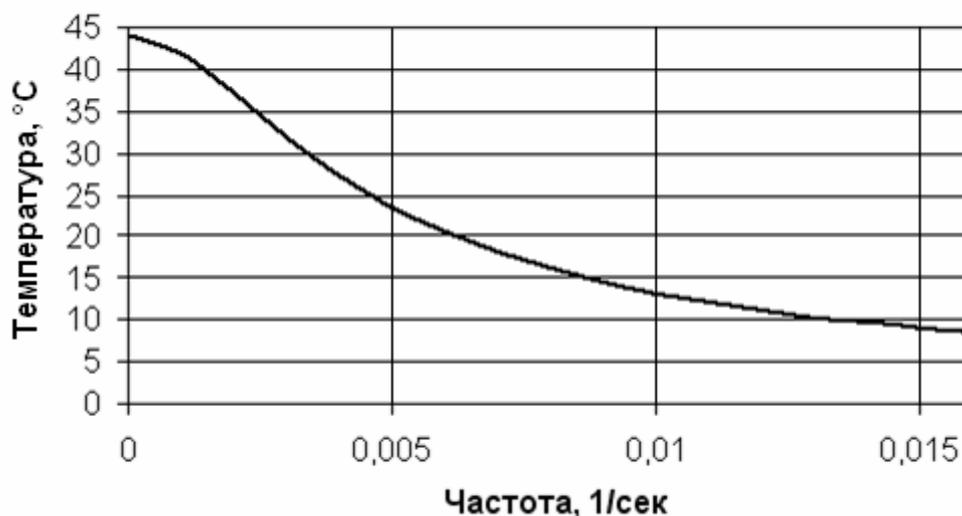


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика

Исходя из приведенных теоретических вычислений, получено выражение для определения перепада температуры по ширине печи:

$$\Delta t(\omega) = \frac{k}{T^2 \cdot \omega^2 + 1}, \quad (8)$$

где k – коэффициент передачи объекта, °C; T – постоянная времени объекта, сек. k , T – определяются по кривой разгона.

Анализ полученных результатов

На рис. 4 представлено расчетное значение длительности импульсов по ширине печи при максимальной тепловой нагрузке, полученное в результате эксперимента. Как видно из рисунка, время импульсов зависит от точки расположения ее по ширине печи. Выбор рабочего значения определяется по максимальному значению, т.е. по точке 3.



Рис. 4. Теоретическое значение длительности импульсов по ширине печи по 5 точкам

Выводы

Предложена методика расчета длительности импульсов, позволяющая адаптировать конструктивные особенности любого нагревательного агрегата для внедрения современного перспективного импульсного способа отопления.

Результаты исследований показали, что длительность импульсов и пауз изменяется в пределах 3 – 10 минут. На начальном этапе выдержки металла при заданной температуре длительность импульсов имеет максимальное значение, а к концу выдержки – минимальное. Применение пневматических исполнительных механизмов фирмы «SAMOZZI» обеспечивает надежную работу системы импульсного отопления в период выдержки металла.

Список литературы

1. Патент Украины № 70600А. Горелочное устройство / М.П. Ревун, С.В. Башлий, Е.Н. Баришенко и др.// Оpubл. 15.10.2004. – Бюл. № 10.
2. Ротач В.И. Расчет настройки промышленных систем регулирования. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. –344 с.
3. Копелович А.П. Автоматическое регулирование в черной металлургии. М.: Металлургиздат, 1963. –371 с.

Рукопись поступила 27.03.2007 г.

Ревун М.П. – д-р техн. наук, проф., ЗГИА

Каюков Ю.Н. – ассистент, ЗГИА

Чепрасов А.И. – канд. техн. наук, проф., ЗГИА

ОПТИМИЗАЦИЯ МАЛООКИСЛИТЕЛЬНОГО НАГРЕВА МЕТАЛЛА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТОПЛИВА, КИСЛОРОДА И ПЕРЕМЕННОГО КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ВОЗДУХА

В работе предложена математическая модель оптимального управления малоокислительным нагревом термически тонкого тела в условиях камерной нагревательной печи. В качестве критерия оптимальности рассмотрены суммарные затраты энергоносителей и потери металла от окалинообразования. Показана степень влияния управляющих воздействий на экономические показатели процесса нагрева, дана оценка влияния величины коэффициента рекуперации и фактора цены на целесообразность применения кислорода в качестве дополнительного управляющего воздействия.

Введение

Потребление энергии в черной металлургии Украины на 1 тонну произведенной продукции в 1,5 – 1,6 раза превышает аналогичный показатель промышленно развитых стран [1]. Кроме того, резкое удорожание энергоносителей остро поставило вопрос о разработке и внедрении в отечественное производство энерго- и ресурсосберегающих технологий. Величина расхода топлива и угара металла при нагреве перед обработкой давлением определяется выбором тепловых и температурных режимов нагрева, уменьшением температуры в рабочем пространстве печи, степенью рекуперации тепла отходящих дымовых газов, снижением уровня непроизводительных тепловых потерь. Применяемые в настоящее время тепловые режимы работы и конструкции нагревательных печей, ориентированные на достижение максимальной производительности, оказываются затратными и дорогостоящими.

Значительной экономии энергоресурсов можно достичь за счет реконструкции печных агрегатов с использованием современных методов отопления, горелочных устройств, эффективных рекуператоров, применения современных огнеупорных и теплоизоляционных материалов [2, 3].

По данным работ [4, 5] из существующих режимов окислительного нагрева наилучшим, в смысле минимума затрат на топливо и окалинообразование, является оптимальный режим, предусматривающий интенсификацию нагрева металла на заключительной стадии. Опти-

мальные температурные режимы можно реализовать во всех типах нагревательных печей, при этом их внедрение не повлечет за собой радикального обновления печного оборудования [6].

Эффективным методом снижения окисления металла является малоокислительный нагрев в продуктах неполного сгорания газообразного топлива при коэффициенте расхода воздуха $n < 1$. Нагрев стали при температурах поверхности металла свыше $(850...900)^\circ\text{C}$ в атмосфере продуктов неполного сгорания топлива, содержащих $(1...2)\%$ окиси углерода, уменьшает угар металла на $(20...40)\%$ [7, 8].

Использование преимуществ малоокислительного нагрева при реализации оптимального теплового режима работы нагревательной печи позволит наряду с экономией топлива достичь существенного снижения окалинообразования.

Постановка задачи

В работе рассмотрена модельная задача оптимального управления малоокислительным нагревом термически тонкого тела в камерной нагревательной печи. В качестве критерия оптимальности выбрана суммарная стоимость окисленного металла, топлива, кислорода и сжатого воздуха, используемого в предрекуператорном пространстве для дожигания продуктов неполного сгорания. В отличие от известного решения [9] в качестве управляющего воздействия, наряду с расходом топлива U_1 и удельным расходом кислорода U_2 , дополнительно использован коэффициент расхода воздуха, идущего на горение U_3 .

На управляющие воздействия U_1, U_2, U_3 и температуру греющей среды t_Γ наложены ограничения:

$$\begin{aligned}U_{1min} &\leq U_1 \leq U_{1max} ; \\U_{2min} &\leq U_2 \leq U_{2max} ; \\U_{3min} &\leq U_3 \leq U_{3max} ; \\t_{\Gamma min} &\leq t_\Gamma \leq t_{\Gamma max} .\end{aligned}\tag{1}$$

Пределы изменения U_1 определены техническими возможностями печного агрегата. Максимальный предел изменения U_2 определяется экономически целесообразной величиной степени обогащения воздуха кислородом $(28...32)\%$ [10].

Диапазон изменения коэффициента расхода воздуха находится в интервале $(0,9...1,05)$. Максимальное значение U_3 определено величиной коэффициента расхода воздуха, при котором газогорелочное устройство обеспечивает качественное сжигание топлива. Минимальное значение U_3 соответствует содержанию в продуктах сгорания $(1...2)\%$ СО, что обеспечивает заметное уменьшение угара при нагреве металла. Пределы изменения температуры греющей среды t_Γ определены техническими возможностями печного агрегата и требованиями технологии производства металлопродукции.

Математическая модель оптимального управления малоокислительным нагревом металла

Динамика нагрева металла представлена уравнением

$$\frac{dx_1}{d\tau} = \mu \cdot (t_r - x_1); \quad \mu = \frac{\alpha \cdot F_m}{M \cdot c_m}, \quad (2)$$

где x_1 – температура металла, °С; t_r – температура греющей среды, °С; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); F_m – площадь поверхности металла, м²; M – масса металла, кг; c_m – теплоемкость металла, Дж/(кг·К); τ – время, с.

Процесс окалинообразования представлен уравнением Вагнера:

$$\frac{dx_2}{d\tau} = \frac{\left[\chi \cdot \exp\left(-\frac{\beta}{x_1 + 273}\right) \right]^2}{2 \cdot x_2},$$

где x_2 – масса окислившегося металла, кг/м²; χ , β – константы, зависящие от состава стали и печной атмосферы, кг/(м²·с^{0,5}) и К, соответственно.

Состав печной атмосферы определяется видом сжигаемого топлива и величиной коэффициента расхода воздуха U_3 . В работе [11] приведены значения χ , β для стали марки ст.35 при окислении в атмосфере продуктов сгорания доменного, коксового и природного газов в диапазоне изменения коэффициента расхода воздуха U_3 равном (0,9...1,1). Представляем приведенные величины в виде линейной зависимости от коэффициента расхода воздуха. Угар металла в среде продуктов сгорания смешанного газа представляем в виде линейной комбинации угара для «чистых» газов. Уравнение Вагнера для принятых допущений примет вид

$$\frac{dx_2}{d\tau} = \frac{Y^2}{2 \cdot x_2}, \quad (3)$$

где

$$Y = (a_\delta + b_\delta \cdot U_3) \cdot \exp\left(-\frac{c_\delta + f_\delta \cdot U_3}{x_1 + 273}\right) \cdot d_\delta + (a_\kappa + b_\kappa \cdot U_3) \cdot \exp\left(-\frac{c_\kappa + f_\kappa \cdot U_3}{x_1 + 273}\right) \cdot d_\kappa + \\ + (a_{n.z.} + b_{n.z.} \cdot U_3) \cdot \exp\left(-\frac{c_{n.z.} + f_{n.z.} \cdot U_3}{x_1 + 273}\right) \cdot d_{n.z.};$$

$a_\delta, b_\delta, a_\kappa, b_\kappa, a_{n.z.}, b_{n.z.}$ – коэффициенты линейной аппроксимации величины χ для доменного, коксового и природного газов, соответственно; $c_\delta, f_\delta, c_\kappa, f_\kappa, c_{n.z.}, f_{n.z.}$ – коэффициенты линейной аппроксимации величины β для доменного, коксового и природного газов, соответственно; $d_\delta, d_\kappa, d_{n.z.}$ – доли доменного, коксового и природного газов в составе топлива.

Уравнение теплового баланса рабочего пространства печи представлено в виде

$$Q_n^p \cdot U_1 = U_1 Q_x \cdot (1 - k_p) + Q_{n.n} + \alpha \cdot F_m \cdot (t_r - x_1) + K \cdot F_\kappa \cdot t_r + U_1 \cdot c_\delta \cdot t_r \cdot V_\delta \cdot (1 - k_p), \quad (4)$$

где Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива, Дж/м³; Q_x – химический недожог топлива, Дж/м³; $Q_{n,n}$ – постоянные потери, Вт; k_p – коэффициент рекуперации тепла; K – коэффициент теплопередачи через кладку, Вт/(м²·К); F_k – площадь поверхности кладки, м²; c_o – теплоемкость продуктов сгорания, Дж/(м³·К); V_o – объем продуктов сгорания, м³/м³ газа; U_1 – расход топлива, м³/с.

Объем продуктов сгорания представлен в виде

$$V_o = V_{CO_2}^o + V_{H_2O}^o + V_{N_2}^r + U_3 \cdot Z \cdot (V_{O_2}^o - U_2) + (U_3 - 1) \cdot (V_{O_2}^o - U_2) \cdot k, \quad (5)$$

где $V_{CO_2}^o$, $V_{H_2O}^o$ – объемы CO₂ и H₂O при полном сгорании топлива при $U_3 = 1$, м³/м³ газа; $V_{O_2}^o$ – объем кислорода, поступающего с воздухом при $U_3 = 1$, м³/м³ газа; $V_{N_2}^r$ – объем азота в газообразном топливе, м³/м³ газа; $Z = 3,76$ – отношение объемного содержания в воздухе азота (79 %) и кислорода (21 %); U_2 – удельный расход кислорода, м³/м³ газа; k – коэффициент, зависящий от величины U_3 :

$$k = 0 \text{ при } U_3 \leq 1,$$

$$k = 1 \text{ при } U_3 > 1.$$

Величина химического недожога Q_x представлена в виде линейной зависимости от коэффициента расхода воздуха [12]

$$Q_x = [Q_x^1 - (U_3 - 1) \cdot Q1_x] \cdot k + [Q_x^1 + (U_3 - 1) \cdot Q2_x] \cdot (1 - k), \quad (6)$$

где $Q1_x = \frac{Q_x^1}{U_{3\max} - 1}$; $Q2_x = \frac{Q_x^{U_{3\min}}}{1 - U_{3\min}}$; $Q_x^{U_{3\min}} = (12627 \cdot V_{CO} + 10785 \cdot V_{H_2}) \cdot 10^3$ – химический недожог топлива при минимальном коэффициенте расхода воздуха $U_3 = U_{3\min}$, Дж/м³; V_{CO} , V_{H_2} – объемы CO, H₂ при неполном сгорании топлива при $U_3 = U_{3\min}$, м³/м³ газа; Q_x^1 – химический недожог топлива при $U_3 = 1$, Дж/м³.

По опытным данным [13] величина Q_x^1 составляет (0,3...0,35) от химического недожога топлива при $U_3 = 0,9$.

Температуру греющей среды определяем из уравнения теплового баланса (4) с учетом уравнений (5,6)

$$t_T = \frac{U_1 \cdot [Q_n^p - Q_x \cdot (1 - k_p)] - Q_{n,n} + \alpha \cdot F_m \cdot x_1}{\alpha \cdot F_m + K \cdot F_k + U_1 \cdot c_o \cdot V_o \cdot (1 - k_p)}. \quad (7)$$

Стоимость израсходованных на нагрев топлива и кислорода представим в виде

$$x_3 = \int_0^{\tau_k} (U_1 \cdot S_T + U_1 \cdot U_2 \cdot S_K + U_1 \cdot V_B \cdot S_B) \cdot 10^{-3} \cdot d\tau, \quad (8)$$

где τ_k – заданное время нагрева, с; U_1 – расход топлива, м³/с; U_2 – удельный расход кислорода, м³/м³ газа; V_B – удельный расход сжатого воздуха, используемого для дожигания продуктов неполного сгора-

ния, $\text{м}^3/\text{м}^3$ газа; S_T, S_K, S_B – цена топлива, кислорода и сжатого воздуха, грн/1000 м^3 .

Величину удельного расхода сжатого воздуха, используемого для дожигания продуктов неполного сгорания при $U_3 < 1$, представим в виде линейной зависимости, выбранной в соответствии с рекомендациями работы [12]:

$$V_B = n_B \cdot Z_B \cdot 0.5 \cdot [V_{CH}^1 + (1 - U_3) \cdot V1_{CH}] \cdot (1 - k),$$

где n_B – коэффициент расхода сжатого воздуха при дожигании продуктов неполного сгорания топлива; $Z_B = 4,76$ – отношение объемного

содержания воздуха (100 %) и кислорода (21 %); $V1_{CH} = \frac{V_{CO}^{U_{3min}} + V_{H_2}^{U_{3min}}}{1 - U_{3min}}$;

$V_{CO}^{U_{3min}}, V_{H_2}^{U_{3min}}$ – объемы CO и H_2 в продуктах неполного сгорания топлива при $U_3 = U_{3min}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$ газа; V_{CH}^1 – суммарный объем CO и H_2 в продуктах неполного сгорания топлива при $U_3 = 1$, $\text{м}^3/\text{м}^3$ газа.

По опытным данным [13] величина V_{CH}^1 составляет (0,3...0,35) от суммарного объема CO и H_2 в продуктах сгорания топлива при $U_3 = 0,9$.

Задача формулируется следующим образом: требуется нагреть металл от начального состояния $x_1(0) = x_{1H}; x_2(0) = x_{2H}; x_3(0) = 0$ до конечного состояния $x_1(\tau_k) = x_{1K}$ с учетом ограничений (1) за заданное время τ_k , при этом затраты на нагрев должны быть минимальными. В качестве критерия оптимальности принята стоимость затраченного на нагрев топлива, кислорода и сжатого воздуха с учетом стоимости металла, потерянного с окалиной

$$I = \int_0^{\tau_k} (U_1 \cdot S_T + U_1 \cdot U_2 \cdot S_K + U_1 \cdot V_B \cdot S_B) \cdot 10^{-3} \cdot d\tau + E \cdot \int_0^{\tau_k} \frac{Y^2}{2 \cdot x_2} \cdot d\tau, \quad (9)$$

где $E = 0.001 \cdot F_M \cdot (S_M - S_O)$ – коэффициент, определяющий потери металла от окисления, ($\text{м}^2 \cdot \text{грн}$)/кг; S_M, S_O – цена металла и окалины, грн/т.

Решение задачи выполнено с использованием принципа максимума Понтрягина, согласно которому оптимальным является допустимое управление U_1^*, U_2^*, U_3^* , которое в каждый момент времени максимизирует Понтрягиан Π [14]

$$\Pi = \sum_i P_i \frac{dx_i}{d\tau}.$$

Для рассматриваемой задачи Понтрягиан с учетом (2), (3), (7), (8) равен

$$\begin{aligned} \Pi = & P_1 \cdot \mu \cdot \left\{ \frac{U_1 \cdot [Q_n^p - Q_x \cdot (1 - k_p)] - Q_{n,n} + \alpha \cdot F_M \cdot x_1}{\alpha \cdot F_M + K \cdot F_K + U_1 \cdot c_o \cdot V_o \cdot (1 - k_p)} - x_1 \right\} + \\ & + P_2 \cdot \frac{Y^2}{2 \cdot x_2} + P_3 \cdot U_1 \cdot (S_T + U_2 \cdot S_K + V_B \cdot S_B) \cdot 10^{-3}, \quad (10) \end{aligned}$$

где P_i – сопряженные переменные, определяемые из соотношения

$$\frac{dP_i}{d\tau} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, 3. \quad (11)$$

Решая уравнение (11) для случая постоянных коэффициентов с учетом [14], получаем

$$P_2 = -E; \quad P_3 = -1; \\ P_1 = [P_{1n} - \frac{F_2 \cdot C_2}{F_1 \cdot x_2(\tau_k)}] \cdot \exp^{F_1 \cdot \tau} + \frac{F_2 \cdot C_2}{F_1 \cdot x_2(\tau_k)}, \quad (12)$$

где P_{1n} – начальное значение P_1 , грн./°C;

$$F_1 = \mu \cdot [1 - \frac{\alpha \cdot F_m}{\alpha \cdot F_m + K \cdot F_k + U_1 \cdot c_\delta \cdot V_\delta \cdot (1 - k_p)}]; \\ F_2 = \frac{Y \cdot Y'}{(x_1 + 273)^2}; \\ Y' = (a_\delta + b_\delta \cdot U_3) \cdot \exp(-\frac{c_\delta + f_\delta \cdot U_3}{x_1 + 273}) \cdot d_\delta \cdot (c_\delta + f_\delta \cdot U_3) + \\ + (a_k + b_k \cdot U_3) \cdot \exp(-\frac{c_k + f_k \cdot U_3}{x_1 + 273}) \cdot d_k \cdot (c_k + f_k \cdot U_3) + \\ + (a_{n.z.} + b_{n.z.} \cdot U_3) \cdot \exp(-\frac{c_{n.z.} + f_{n.z.} \cdot U_3}{x_1 + 273}) \cdot d_{n.z.} \cdot (c_{n.z.} + f_{n.z.} \cdot U_3).$$

Решения уравнений (2), (3), полученные аналогичным образом, имеют вид

$$x_1 = \left(x_{1n} - \frac{F_3}{F_1} \right) \cdot e^{(-F_1 \cdot \tau)} + \frac{F_3}{F_1}; \quad (13)$$

$$x_2 = \sqrt{x_{2n}^2 + Y^2 \cdot \tau}, \quad (14)$$

где $F_3 = \frac{\mu \cdot \{U_1 \cdot [Q_n^p - Q_x \cdot (1 - k_p)] - Q_{n.n}\}}{\alpha \cdot F_m + K \cdot F_k + U_1 \cdot c_\delta \cdot V_\delta \cdot (1 - k_p)}$.

Численные исследования и анализ полученных результатов

Известно [14], что при оптимальном управлении функция $\Pi(U_1, U_2, U_3)$ в каждый момент времени должна быть максимальной. Решение данной задачи выполнено численным методом. Время нагрева разбивается на ряд интервалов $\Delta\tau$, в конце которых определяются переменная P_1 , температура металла x_1 и масса окислившегося металла x_2 . Полученные значения являются начальными для последующего участка. По начальным значениям x_1, x_2, P_1 с учетом ограничений (1) и условия максимума величины (10) находим оптимальные на данном участке U_1, U_2 и U_3 .

В дальнейшем расчет повторяется аналогичным образом на каждом временном интервале. Начальное значение P_{1n} для первого шага расчета и масса окислившегося металла в конце нагрева $x_2(\tau_k)$, опре-

деляющие режим нагрева, находятся методом последовательных приближений. Расчет заканчивается, когда с заданной точностью достигается конечная температура металла $x_{Iк}$.

Модельные расчеты выполнены для следующих исходных данных: $M = 62,4$ т; $F_M = 64$ м²; $F_K = 60$ м²; $K = 20$ Вт/(м²·К); $\alpha = 250$ Вт/(м²·К); $Q_{n.n.} = 0$; $c_m = 600$ Дж/(кг·К); $c_d = 1610$ Дж/(м³·К); $U_1 = 0 \dots 2,0$ м³/с; степень обогащения воздуха кислородом $k_K = 30$ %; $U_{2min} = 0$ м³/с; $U_{2max} = 0,12$ м³/с; топливо – природнодоменная смесь с $Q_n^p = 6,7$ МДж/м³; $t_T = (500 \dots 1350)$ °С; $x_I(0) = 20$ °С; $x_I(\tau_K) = 1250$ °С; цена металла $S_m = 2800$ грн/т; цена окалина $S_{ок} = 12$ грн/т; цена топлива $S_m = 101$ грн/1000 м³; цена кислорода $S_K = 200$ грн/1000 м³; $\tau_K = 4$ ч; $\Delta\tau = \tau_K/100$.

Расчетные данные для оптимальных режимов нагрева с различными видами и комбинациями управляющих воздействий представлены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты расчета нагрева металла при оптимальном управлении

№ режима	Управляющие воздействия			Угар, кг/м ²	Потери от окисления, грн	Стоимость энергоресурсов, грн			Общие затраты, грн
	U ₁	U ₂	U ₃			Топливо	Кислород	Сжатый воздух	
1	+	-	-	2,42	415,0	1735	0	0	2150
2	+	-	+	1,53	261,5	1802	0	22,5	2086
3	+	+	+	1,28	219,0	1620	152	22,0	2013

Как видно из табл. 1, переход от окислительного нагрева (режим № 1) к малоокислительному (режим № 2) существенно уменьшает угар металла. Вместе с тем, неполное сжигание топлива на завершающей фазе нагрева увеличивает затраты энергоресурсов на 5,2 %. Использование кислорода (режим № 3) дополнительно снижает угар и уменьшает затраты энергоресурсов. Переход от оптимального режима нагрева при управлении только расходом топлива к оптимальному малоокислительному нагреву с тремя управляющими воздействиями обеспечивает улучшение экономических показателей. Угар снижается на 37 %, затраты энергоресурсов увеличиваются на 3,4 %, а общие затраты снижаются на 6,4 %.

Для анализа экономических показателей малоокислительного нагрева при изменении коэффициента рекуперации тепла и цены на кислород также произведены соответствующие расчеты. Данные для оптимальных режимов нагрева приведены в табл. 2. Анализ результатов расчета позволяет оценить влияние величины коэффициента рекупе-

рации k_p и цены кислорода S_k на основные показатели нагрева. Увеличение k_p способствует снижению величины критерия оптимальности, уменьшению затрат энергоресурсов и потерь от окисления. Рост k_p повышает эффективность расхода топлива как управляющего воздействия. В этих условиях появляется возможность смещать основную тепловую нагрузку на завершающую стадию нагрева, уменьшить время пребывания металла в печи при высоких температурах и снизить угар.

Таблица 2

Результаты расчета нагрева металла при оптимальном управлении малоокислительным нагревом

Цена кислорода, грн/1000 м ³	Коэф. рекуперации	Стоимость энергоресурсов, грн			Угар, кг/м ²	Потери от окисления, грн	Общие затраты, грн
		Топливо	Кислород	Сжатый воздух			
200	0,0	1929	272	19	1,73	296	2516
200	0,1	1768	208	21	1,42	244	2241
200	0,2	1620	152	22	1,28	219	2013
200	0,3	1503	97	22	1,18	202	1824
200	0,4	1431	0	24	1,12	191	1646
200	0,5	1299	0	22	1,05	180	1501
500	0,0	2110	353	16	1,87	321	2800
500	0,1	2016	115	22	1,68	288	2441
500	0,2	1802	0	22,5	1,53	261,5	2086
500	0,3	1598	0	26	1,22	210	1834
500	0,4	1431	0	24	1,12	191	1646
500	0,5	1299	0	22	1,05	180	1501

Увеличение k_p от 0 до 0,5 при $S_k = 500$ грн/1000 м³ обеспечивает сокращение суммарных затрат на 46%, затрат энергоресурсов на 47 %, угар металла и потери от окисления на 44 %. Увеличение k_p и S_k снижает эффективность применения кислорода и приводит к постепенному переходу к управлению посредством изменения расхода топлива и коэффициента расхода воздуха.

На рис. 1, 2 и 3 приведены оптимальные графики нагрева для двух значений цены кислорода и $k_p = 0,2$. На рис. 1 представлены температурные режимы изменения температуры греющей среды t_r и металла t_m . Изменение расхода топлива и кислорода представлены на рис. 2. Изменение коэффициента расхода воздуха на рис. 3.

При цене кислорода $S_k = 500$ грн/1000 м³ управление нагревом осуществляется за счет изменения расхода топлива и коэффициента расхода воздуха. В начальный период нагрева в печи поддерживается ограничение по температуре газа $t_r = 500$ °С и расход топлива (кри-

вая 1, рис. 2) уменьшается по мере увеличения t_m . При $\tau = 0,88$ ч температура газа (кривая 1, рис. 1) начинает увеличиваться вплоть до верхнего ограничения $t_{Гmax} = 1350$ °С. Расход топлива постепенно увеличивается до максимального значения $U_{lmax} = 2$ м/с. Изменение условий сжигания топлива при данном соотношении цен оказывается целесообразным с момента времени $\tau = 3,16$ ч (кривая 1, рис. 3).

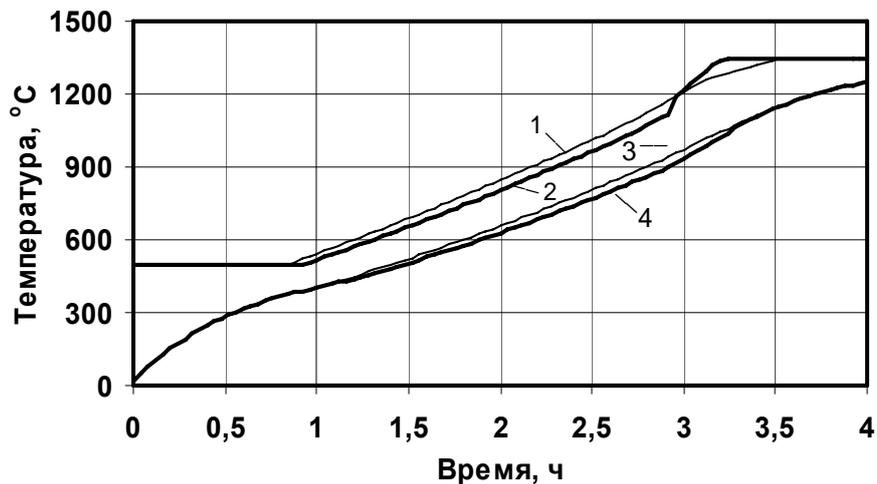


Рис. 1. Температурные режимы оптимального малоокислительного нагрева:

- 1 – температура греющей среды, $S_k = 500$ грн/1000 м³;
- 2 – температура греющей среды, $S_k = 200$ грн/1000 м³;
- 3 – температура металла, $S_k = 500$ грн/1000 м³;
- 4 – температура металла, $S_k = 200$ грн/1000 м³

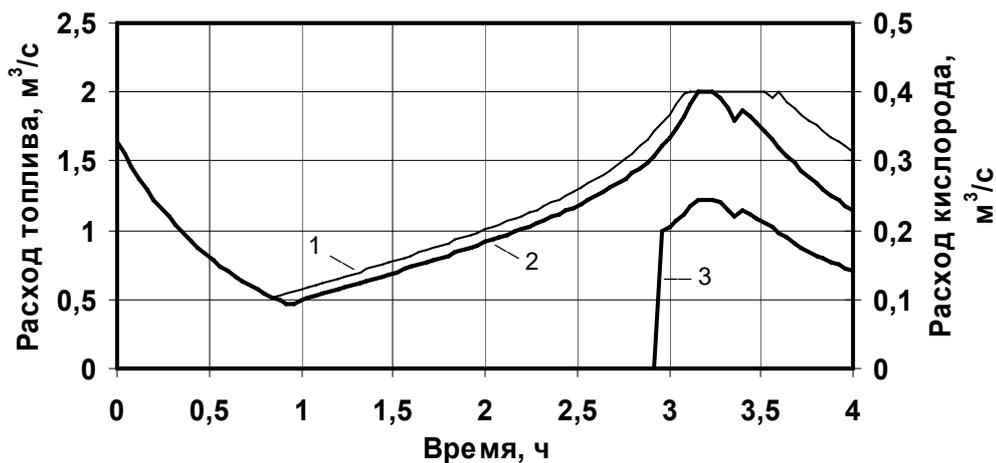


Рис. 2. Динамика изменения расхода топлива и кислорода при оптимальном нагреве:

- 1 – расход топлива, $S_k = 500$ грн/1000 м³;
- 2 – расход топлива, $S_k = 200$ грн/1000 м³;
- 3 – расход кислорода, $S_k = 500$ грн/1000 м³

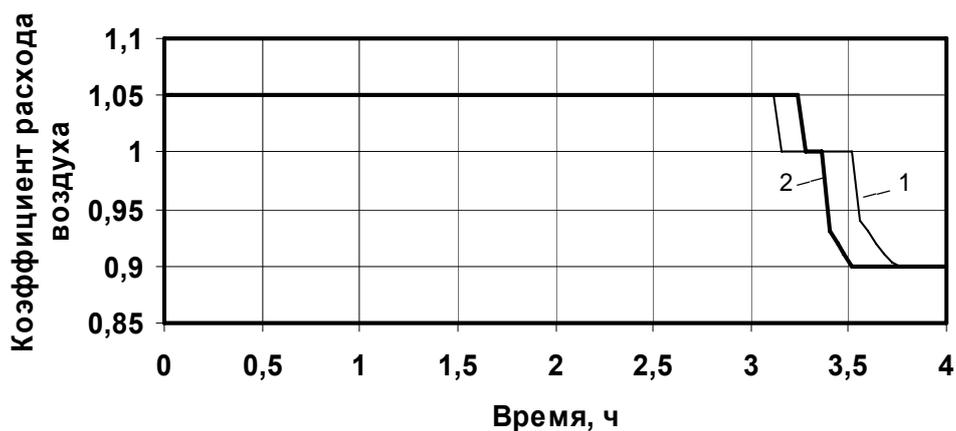


Рис.3. Динамика изменения коэффициента расхода воздуха при оптимальном нагреве:

- 1 – изменение коэффициента расхода воздуха, $S_k = 500 \text{ грн}/1000 \text{ м}^3$;
- 2 - изменение коэффициента расхода воздуха, $S_k = 200 \text{ грн}/1000 \text{ м}^3$

При достижении верхнего ограничения температуры греющей среды расход топлива уменьшается в соответствии с изменением теплотребления печи. Снижение цены кислорода до $S_k = 200 \text{ грн}/1000 \text{ м}^3$ позволяет использовать кислород в качестве дополнительного управляющего воздействия. В этом случае динамика изменения температуры греющей среды (кривая 2, рис. 1) и расхода топлива (кривая 2, рис. 2) подобны предыдущему режиму нагрева вплоть до момента времени $\tau = 2,96 \text{ ч}$. Отличие проявляется в более низких значениях t_T и расхода топлива. В момент времени $\tau = 2,96 \text{ ч}$ происходит подача кислорода (кривая 3, рис. 2), и на кривой t_T появляется скачок, сопровождающийся увеличением скорости роста температуры металла (кривая 4, рис. 1). По сравнению с предыдущим режимом нагрева время выхода t_T на верхнее ограничение смещается на 0,3 ч, а время начала изменения коэффициента расхода воздуха (кривая 2, рис. 3) – на 0,2 ч. Уменьшение коэффициента расхода воздуха $U_3 < 1$ снижает температуру горения топлива. В этих условиях поддержание температуры греющей среды на заданном уровне приводит к увеличению расхода энергоносителей и появлению излома на графиках изменения расхода топлива и кислорода. Подача кислорода интенсифицирует процесс нагрева на завершающей стадии и снижает общие затраты по сравнению с предыдущим режимом на 3,5 %, затраты топлива на 10 %, затраты энергоресурсов на 1,7 %, угар и потери от окисления на 16 %.

Выводы

Решена модельная задача оптимального управления малоокислительным нагревом металла. В качестве управляющих воздействий рассмотрены расход топлива, удельный расход кислорода и коэффициент расхода воздуха, идущего на горение. Установлено, что переход от оптимального режима окислительного нагрева при управлении только расходом топлива к оптимальному малоокислительному нагреву с тремя управляющими воздействиями обеспечивает улучшение экономических показателей. Для принятых условий целесообразность использования кислорода определяется соотношением цен и степенью рекуперации тепла продуктов сгорания. Использование кислорода позволяет дополнительно снизить затраты и улучшить экономические показатели нагрева.

Список литературы

1. Карп И.Н. Энергосбережение в Украине: проблемы и пути решения // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2004. – № 4. – С. 3 – 13.
2. Губинский В.И., Хейфец Р.Г. Направления совершенствования печной техники и теплоэнергетических установок на металлургических предприятиях // Металлургическая и горноруд. пром-сть. – 2000. – № 2. – С. 93 – 97.
3. Гусовский В.Л., Калинова Т.В., Пинес Л.А., Усачев А.Б. Современное состояние и совершенствование конструкций методических печей // Сталь. – 2001. – № 1. – С. 46 – 50.
4. Гузов Л.А., Ольшанский В.М., Тайц Н.Ю., Шкиндер М.М. Анализ режимов нагрева с точки зрения окисления стали // Изв. вуз. Черная металлургия. – 1970. – № 12. – С. 145 – 146.
5. Парсункин Б.Н., Андреев С.М., Комарова А.В. Оптимальный режим использования топлива при энергосберегающем нагреве // Изв. вуз. Черная металлургия. – 2004. – № 12. – С. 48 – 53.
6. Гусовский В.Л. Перспективы совершенствования работы нагревательных печей прокатного производства на отечественных металлургических заводах // Изв. вуз. Черная металлургия. – 2002. – № 11. – С. 57 – 59.
7. Казанцев Е.И. Влияние состава атмосферы на процесс окислительнообразовая // Металлургическая теплотехника. Сб. науч. трудов НМетАУ. – Днепропетровск, 1999. – Т. 1. – С. 108 – 111.
8. Копытов В.Ф. Нагрев стали в печах. – М.: Металлургиздат, 1955. – 273 с.
9. Ревун М.П., Погорелов В.Н., Чепрасов А.И. Модельная оптимизация нагрева по стоимости топлива, кислорода и окисленного металла // Изв. вуз. Черная металлургия. – 1990. – № 10. – С. 63 – 65.

10. Розенгарт Ю.И. Экономия топлива в промышленных печах при подогреве воздуха и использовании кислорода // *Металлургическая и горноруд. пром-сть.* – 1994. – № 1. – С. 60 – 62.

11. Ревун М.П., Потапов Б.Б., Ольшанский В.М., Бородулин А.В. *Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки в металлургии.* – Запорожье, ЗГИА, 2002. – 444 с.

12. Ревун М.П., Соколов А.К. *Моделирование нагрева металла при автоматизированном проектировании и управлении.* – Запорожье, ЗГИА, 2000. – 351 с.

13. *Теплотехнические расчеты металлургических печей* / Зобнин Б.Ф., Казяев М.Д., Китаев Б.И. и др./ Под ред. Телегина А.С. – М.: Металлургия, 1982. – 358 с.

14. Маковский В.А. *Динамика металлургических объектов с распределенными параметрами.* – М.: Металлургия, 1971. – 384 с.

Рукопись поступила 17.04.2007 г.

Романько Я.В. – аспирант, НМетАУ

Решетняк С.И. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

МОДЕЛЬ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША

Приведена трехмерная математическая модель тепловой подготовки промежуточного ковша сложной формы, учитывающая расположение горелок и движение дымовых газов.

Состояние вопроса

Рассмотренная в [1] математическая модель позволяет предсказывать изменение распределения температуры в стенках промежуточного ковша (промковша) машины непрерывного литья заготовок в процессе его разогрева. Недостатком этой модели является то, что она требует задания поля скоростей газов, движущихся в разогреваемой камере. Использование экспериментальных данных существенно осложняется применением мелких сеток при численном решении уравнений энергии и радиационного обмена. В настоящей работе для устранения указанного недостатка математическая модель [1] дополняется решением уравнений движения и неразрывности для газов [2]. При этом для учета турбулентности применяется RNG $k - \varepsilon$ модель [3], которая наиболее гибко учитывает сложную циркуляцию газов в камере, обусловленную работой нескольких горелок.

Описание задачи

Схема камеры промежуточного ковша приведена на рис. 1. Разогрев осуществляется с помощью горелок, расположенных на крышке, которая может изготавливаться из различных материалов.

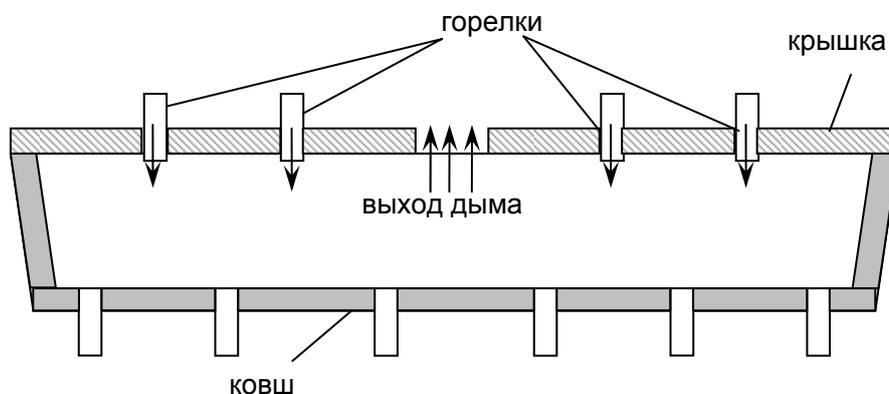


Рис. 1. Схема промежуточного ковша при тепловой подготовке

В математической модели были приняты следующие основные допущения: 1) топливо полностью сгорает в горелках и в разогреваемую камеру поступают продукты сгорания с постоянной температурой; 2) характеристики турбулентного движения вязкого газа определяются RNG $k - \varepsilon$ моделью [3]; 3) газ, заполняющий камеру, является нерассеивающим, а его реальные свойства учитываются моделью взвешенной суммы серых газов [4]; 4) теплопроводность кладки камеры рассматривается только в направлении нормали к ее поверхности, а содержание влаги учитывается с помощью эффективных характеристик материала футеровки. Подробно математическая постановка задачи приведена в [1], поэтому ниже рассматривается лишь дополнительная модель движения газов в камере промежуточного ковша.

Уравнения движения и неразрывности для газа имеют вид:

$$\frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VU)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WU)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} U) - \frac{\partial P}{\partial x}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho UV)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WV)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} V) - \frac{\partial P}{\partial y}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W^2)}{\partial z} = \operatorname{div}(\mu_{\text{eff}} \operatorname{grad} W) - \frac{\partial P}{\partial z}; \quad (3)$$

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

где U, V, W – составляющие вектора скорости в направлениях x, y, z ; P – давление; ρ – плотность; μ_{eff} – эффективная вязкость, равная сумме вязкости газа μ и турбулентной вязкости μ_T .

Граничные условия. На каждой i -ой входной границе, соответствующей расположению i -го горелочного устройства ($i = 1, 2, \dots, N_z$, где N_z – общее число горелок), задается значение нормальной составляющей скорости $W_{\text{ex},i}$. На внутренних поверхностях стенок камеры задаются условия непротекания и прилипания потока. На выходной границе, соответствующей расположению дымоотбора, задаются значения нормальных производных скорости $\partial U / \partial n = 0$, $\partial V / \partial n = 0$, $\partial W / \partial n = 0$, где n – нормаль к поверхности.

Модель турбулентности. Для учета турбулентности движения использовался подход с введением турбулентной вязкости, которая определялась как:

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

где C_μ – постоянная модели, k – кинетическая энергия турбулентности; ε – скорость диссипации кинетической энергии.

Значения k и ε определяются из *RNG* k - ε модели турбулентности [3]:

$$\frac{\partial(\rho U k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W k)}{\partial z} = \operatorname{div} \left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_k} \operatorname{grad} k \right) + \mu_T G_T - \rho \varepsilon ; \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho U \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W \varepsilon)}{\partial z} = \operatorname{div} \left(\frac{\mu_{\text{eff}}}{\sigma_\varepsilon} \operatorname{grad} \varepsilon \right) + \frac{C_1 \mu_T G_T}{k} \varepsilon - \frac{C_2 \rho \varepsilon^2}{k} - R, \quad (7)$$

где σ_k , σ_ε – турбулентные числа Прандтля для диффузии k и ε ; G_T – производство турбулентной кинетической энергии; C_1 , C_2 – константы модели; R – дополнительный член, определяемый как

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}, \quad (8)$$

где $\eta = \sqrt{G_T} k / \varepsilon$, а постоянные η_0 и β , соответственно, принимают значения 4,8 и 0,012. Остальные постоянные модели турбулентности принимались равными: $C_1 = 1,42$; $C_2 = 1,68$; $\sigma_k = 0,7194$; $\sigma_\varepsilon = 0,7194$; $C_\mu = 0,0845$.

Граничные условия:

$$\text{– на входе газов} \quad k = 1.5 (W_{\text{ex}} I_T)^2, \quad \varepsilon = C_\mu^{0.75} k^{1.5} / 0.07 L_D ; \quad (9)$$

$$\text{– на выходе газов:} \quad \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0 ; \quad (10)$$

$$\text{– на стенке} \quad k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}, \quad \varepsilon = \frac{u_\tau^3}{\kappa y_p} \quad (11)$$

где I_T – интенсивность турбулентности; W_{ex} – скорость потока газов на входе в камеру; L_D – характерный размер входного сечения; u_τ – динамическая скорость; $\kappa = 0.42$ – эмпирическая константа; y_p – расстояние до стенки по нормали.

Для определения значения динамической скорости используется закон стенки [5]:

$$U^+ = \frac{U_p}{u_\tau} = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln(E y^+) & y^+ > 11.65 \\ y^+ & y^+ \leq 11.65 \end{cases}, \quad (12)$$

где U_p – значение скорости, параллельной стенке; $y^+ = y_p u_\tau / \nu$ – нормированное расстояние; $E = 9$ – эмпирическая константа.

Метод решения

Рассматриваемая задача сопряженного теплообмена решалась путем расщепления по следующим физическим процессам: движения газов в камере, турбулентного переноса, лучистого теплообмена в камере, конвективного переноса тепла газом и теплопроводности стенок камеры.

Для нахождения значений $U, V, W, k, \varepsilon, T$ внутри камеры использовался метод контрольного объема. Уравнения (1) – (4) аппроксимировались с помощью комбинированной разностной схемы с использованием равномерной шахматной сетки. Полученная система уравнений решалась с помощью алгоритма SIMPLE [2]. Аналогичный подход применялся для аппроксимации уравнений турбулентности и уравнения энергии. Для решения уравнения радиационного переноса применялось приближение S_4 метода дискретных ординат [6]. На каждом шаге по времени для получения сопряженного решения рассмотренных задач выполнялся ряд итераций до достижения заданной минимальной погрешности. С целью уменьшения вычислительных затрат расчет движения газов выполнялся только в отдельные фиксированные моменты времени. В интервалах между этими моментами распределение скоростей газа в рабочей камере принималось неизменным.

Проверка расширенной модели

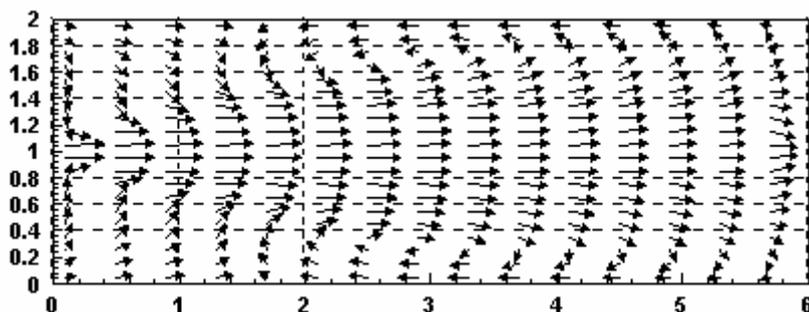
Для проверки адекватности расширенной модели были проведены тестовые расчеты. В качестве одной из модельных задач была выбрана известная трехмерная задача движения и теплообмена продуктов полного сгорания топлива в прямоугольной камере. Для такого случая на опытном стенде были выполнены экспериментальные замеры распределения скорости вдоль оси горелки, а также значения температур в объеме камеры и тепловых потоков на под с установленными калориметрами [7]. Камера имела длину 6,3 м и поперечное сечение $2 \times 2 \text{ м}^2$. В центре торцевой стенки была расположена туннельная горелка, обеспечивающая полное сгорание топлива перед входом в рабочую камеру. Температура продуктов сгорания на входе в камеру соответствовала калориметрической и составляла $1930 \text{ }^\circ\text{C}$, а скорость истечения была равна 120 м/с. Продукты сгорания покидали камеру через окно, расположенное в центре противоположной торцевой стенки.

Полученные данные использовались для проверки первичной математической модели Сполдинга и др. [7]. В отличие от модели, рассматриваемой в настоящей работе, в ней использовалась классическая $k - \varepsilon$ модель турбулентности, а также потоковый метод расчета теплообмена излучением. В остальном обе модели были идентичны. Для разделения камеры на контрольные объемы в первичной модели применялась прямоугольная сетка с числом ячеек $7 \times 12 \times 14$. Как было отмечено в [7], такое разбиение оказалось недостаточно подробным, что привело к некоторой недооценке циркуляции газов. Поэтому в проведенных нами расчетах использовалась сетка $20 \times 30 \times 20$.

На рис. 2а показано поле векторов скорости в центральной вертикальной плоскости, проходящей через ось горелки. Структура потока

такая же, как и по расчетам первичной модели (рис. 2б). В верхней и нижней полуплоскостях наблюдается два центра «глаза» рециркуляции, причем, координаты их месторасположения совпадают с первичным расчетом.

а)



б)

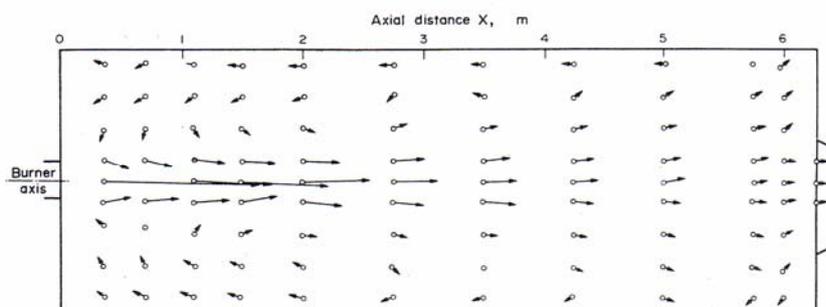


Рис. 2. Профиль поля скоростей в сечении прямоугольной камеры, проходящем через центр горелки:

а) расчет по предложенной модели;

б) результаты, полученные в [7]

На рис. 3 показаны скорости вдоль оси горелки по результатам предложенной модели, первичной модели Сполдинга и др., а также результатам экспериментов. Как видно из сравнения, наблюдаются некоторые различия между скоростями, рассчитанными на участке вблизи горелочного устройства. Это можно пояснить тем, что в первичной модели использовалась более крупная сетка и на горелку приходилась всего лишь одна расчетная ячейка. Результаты расчета по предложенной модели хорошо совпадают с экспериментальными данными.

Полученные распределения температур в рабочем пространстве камеры по предложенной математической модели также хорошо совпадают с результатами экспериментальных и численных исследований, приведенных в [7].

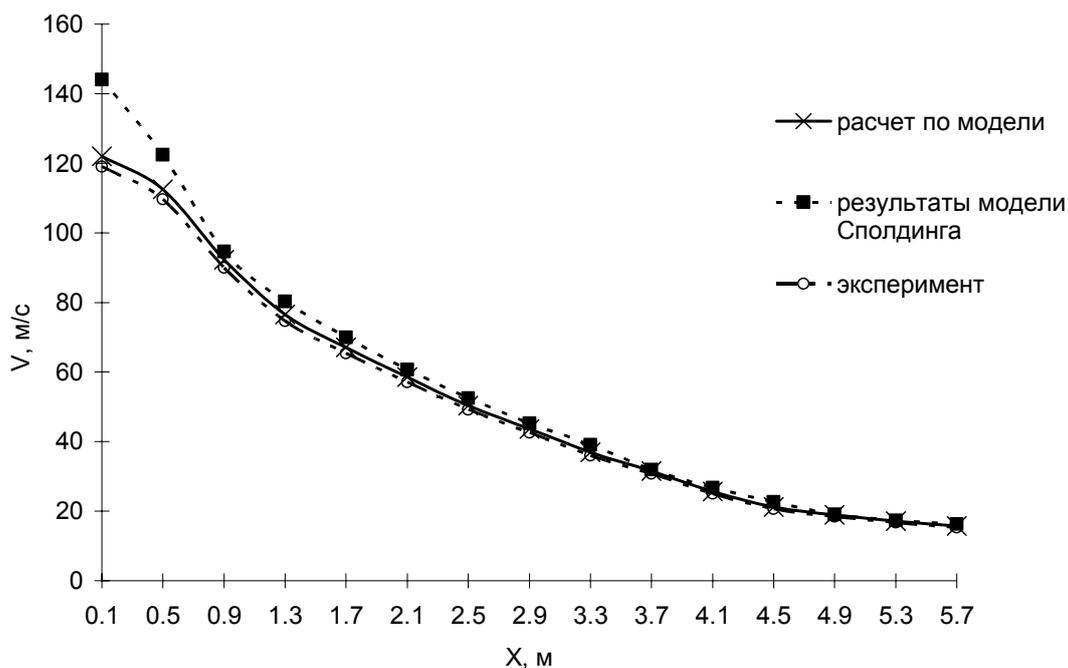


Рис. 3. Распределение скорости газа вдоль оси горелки

Результаты моделирования разогрева промковша

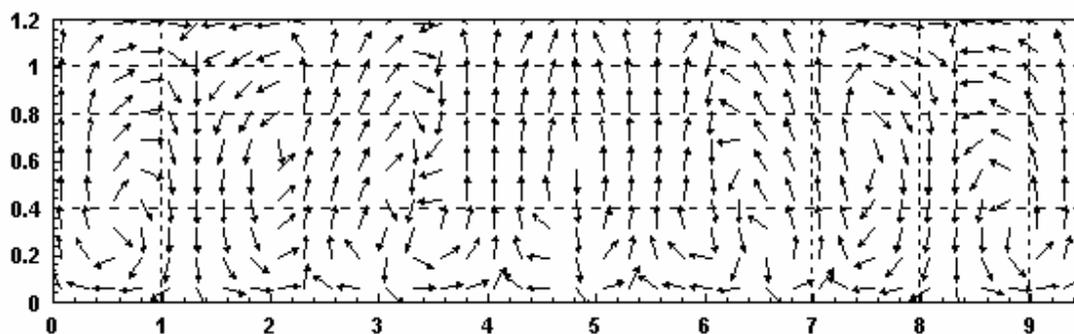
С помощью предложенной расширенной математической модели были проведены расчеты разогрева промежуточных ковшей при различных условиях. Для моделирования разогрева был выбран шестиручьева промковш [8], имеющий габаритные размеры: длина $L = 9,5$ м; ширина $B = 1,75$ м; высота $H = 1,25$ м. Кладка промковша выполнена из шамота. В качестве топлива рассматривался природный газ с общим расходом 360 м³/ч и 80 м³/ч, что соответствовало режиму разогрева и сушки. Была исследована схема отопления с пятью горелками. Продолжительность разогрева составляла 6 часов. При расчете применялась прямоугольная сетка, которая состояла из 10962 расчетных узлов.

На рис. 4 приведены характерные векторные диаграммы движения дымовых газов в характерных плоских сечениях при разогреве промежуточного ковша. На них хорошо видны циркуляционные потоки продуктов сгорания, исходящие от каждого горелочного устройства. Они движутся от крышки и достигают пода камеры, а затем поднимаются вверх, охватывая практически все рабочее пространство (рис. 4а). Также заметно, что движение носит сложный характер с поперечным перемешиванием газов (рис. 4б).

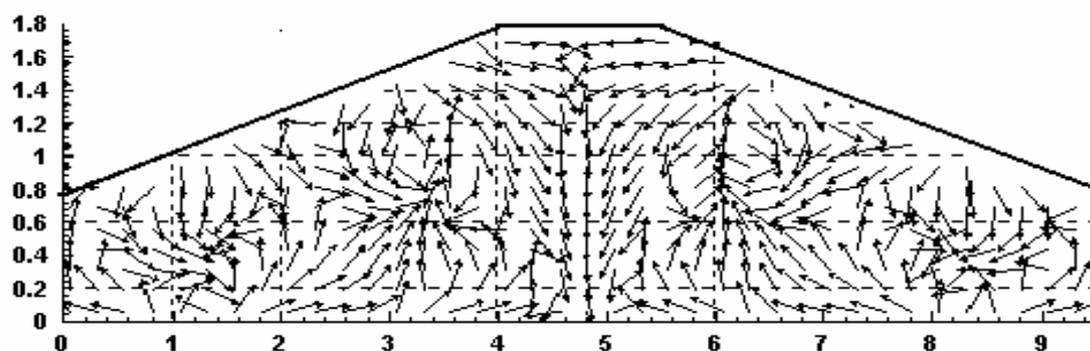
На рис. 5 приведены распределения температур на поверхности днища и передней стенки промежуточного ковша в конце разогрева. На графиках можно заметить температурные «пятна» в местах расположения горелочных устройств. Максимальная температура 1092 °С наблюдается на поверхности днища под второй и четвертой горелка-

ми. Минимальная температура 1016°C отмечена в верхних крайних углах, что можно объяснить повышенными тепловыми потерями от крышки и менее интенсивным теплообменом в крайних узких частях ковша. Таким образом перепад температур на поверхности футеровки равен 76°C , что составляет 7% от максимальной температуры поверхности промежуточного ковша.

а)



б)



в)

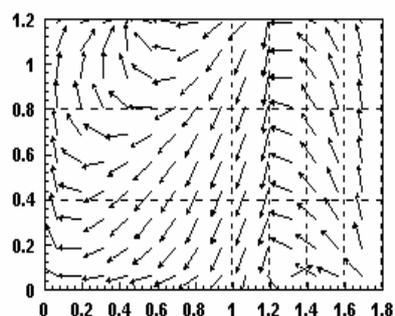


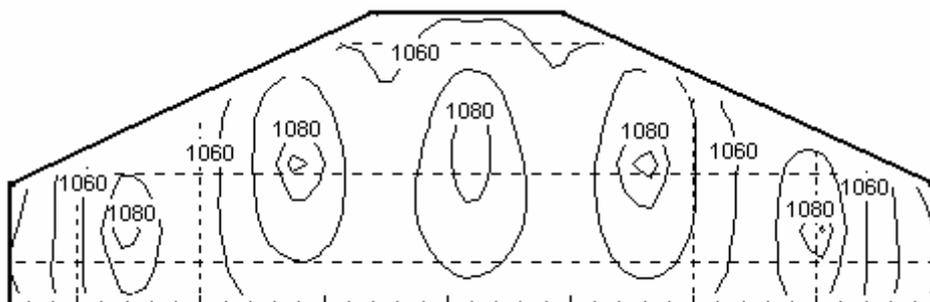
Рис. 4. Профиль поля скоростей в сечениях:

а) XZ при $Y = 0,375$ м;

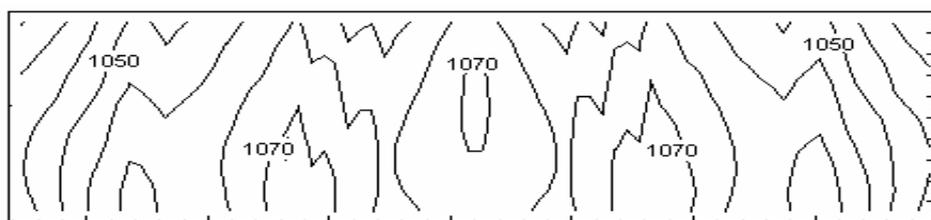
б) XY при $Z = 0,625$ м;

в) YZ при $X = 4,75$ м

а)

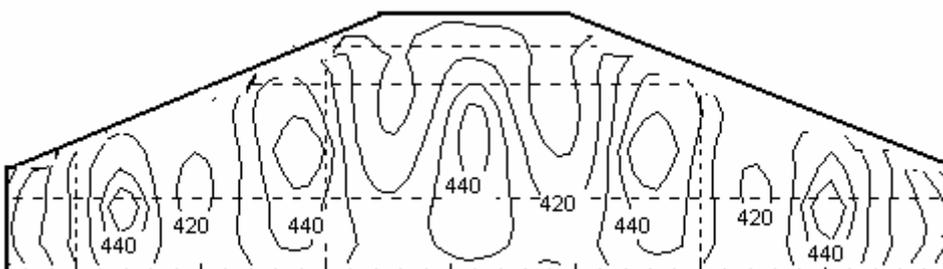


б)

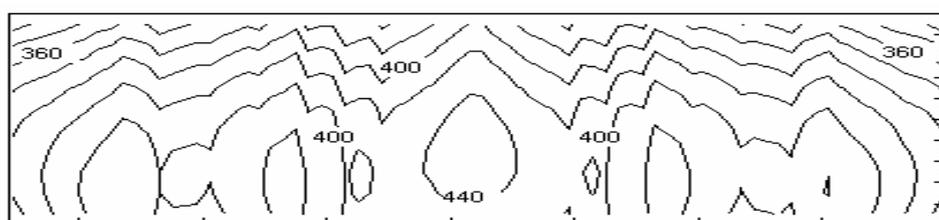


*Рис. 5. Распределение температур на поверхности промежуточного ковша в конце разогрева:
а) днище; б) передняя стенка*

а)



б)



*Рис. 6. Распределение температур на поверхности промежуточного ковша в конце сушки:
а) днище; б) передняя стенка*

На рис. 6 приведены распределения температур на поверхности днища и передней стенки промежуточного ковша в конце сушки. На графиках можно заметить более ярко выраженные температурные «пятна» в местах расположения горелочных устройств по сравнению с процессом разогрева. Максимальная температура 476 °С наблюдается на поверхности днища также под второй и четвертой горелками. Ми-

нимальная температура 311 °С отмечена в верхних крайних углах, что можно объяснить теми же процессами, что и при разогреве. Таким образом, перепад температур на поверхности футеровки достигает 165 °С, что составляет 35 % от максимальной температуры поверхности промежуточного ковша. Такая неравномерность может создать проблемы при дальнейшем торкретировании, когда торкрет-слой наносится на поверхность ковша в узком интервале температур 60 – 80 °С. Практика показывает снижение стойкости промежуточных ковшей при несоблюдении температурного режима при торкретировании.

Выводы

Предложенная расширенная математическая модель способна предсказывать процесс разогрева промежуточного ковша с учетом движения греющей среды. Применение этой модели для анализа тепловой обработки шестиручьевого промковша позволило установить наличие неравномерного распределения температуры футеровки при разогреве и сушке, что может приводить к снижению ее стойкости в процессе разлива стали.

Список литературы

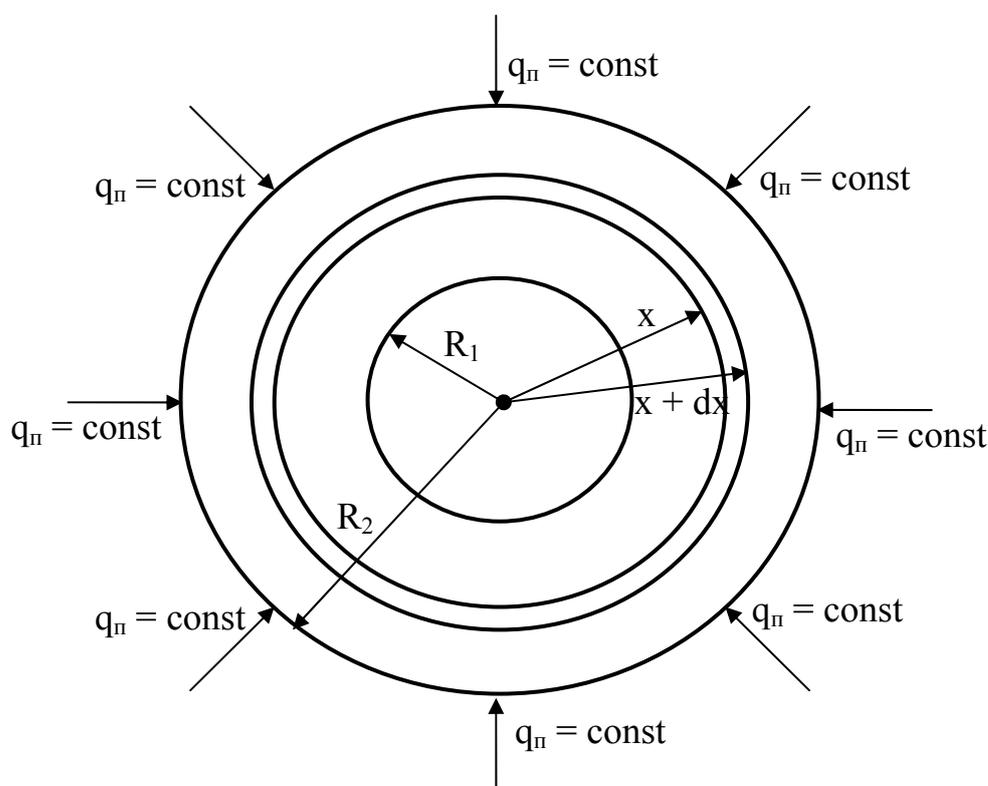
1. Романько Я.В., Решетняк С.И. Моделирование разогрева промежуточного ковша // *Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ.* – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.» – 2006. – С. 303 – 312.
2. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с.
3. V. Yakhot, S.A. Orszag, S. Thangam, T.B. Gatski, C.G. Speziale. Developments of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique, *Physics of Fluids A*, 4(7), 1992, pp. 1510 – 1520.
4. Modest M.F. The Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model for Arbitrary Solution Methods in Radiative Transfer. *ASME J. Heat Transfer*, 113, № 3, 1991, pp. 650 – 656.
5. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974.
6. Selcuk N., Kayakol N. Evaluation of angular quadrature and spatial differencing schemes for discrete ordinates method in rectangular furnaces. *ASME Proceedings of 31st National Heat Transfer Conference*, 1996, Vol. 3, pp. 151 – 158.
7. B.R. Pai, S. Michelfelder, D.B. Spalding. Prediction of furnace heat transfer with a three-dimensional mathematical model. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1978, Vol. 21, pp.571 – 580.
8. Романько Я.В., Решетняк С.И., Савостина Е.Б. Исследование тепловой работы стенов разогрева промежуточных ковшей в условиях ОАО «Днепропетровский меткомбинат» // *Металлургическая и горно-рудная промышленность.* – № 4. – 2006. – С. 118 – 121.

Рукопись поступила 18.05.2007 г.

Румянцев В.Д. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РЕГУЛЯРНОГО РЕЖИМА
НАГРЕВА (РРН) КРУГЛОГО ПОЛОГО ЦИЛИНДРА
НЕОГРАНИЧЕННОЙ ДЛИНЫ И ПОЛОГО ШАРА
ПРИ $q_{\text{п}} = \text{const}$ ПО ИНЖЕНЕРНОЙ МОДЕЛИ**

Проводится математическое описание регулярного режима нагрева круглого полого цилиндра неограниченной длины и полого шара при $q_{\text{п}} = \text{const}$ по инженерной модели.



*Рис. 1. К математическому описанию РРН
круглого полого цилиндра неограниченной длины
и полого шара*

Напомним, что по инженерной модели проф. И.Д. Семикина [1] весь процесс нагрева подразделяется на регулярный и инерционный периоды. В регулярном режиме в нагреве участвуют все точки тела, вся его толщина, а в инерционном периоде происходит послойное включение тела в нагрев.

Объединенное дифференциальное уравнение теплопроводности для симметричного одномерного температурного поля с краевыми условиями:

$$\frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} + \frac{K_1 - 1}{x} \cdot \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \right); \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \tau \geq \tau'; \quad R_1 \leq x \leq R_2; \quad t(R_1, \tau') = t_0; \\ \lambda \frac{\partial t(R_2, \tau)}{\partial x} = q_{\text{п}}; \quad \lambda \frac{\partial t(R_1, \tau)}{\partial x} = 0, \end{aligned}$$

где x – текущий радиус в м; τ – время в с; τ' – время инерционного периода в с; $t(x, \tau)$ – температура в координатах x и τ в °С; a – коэффициент температуропроводности в м²/с; R_1 – радиус внутренней поверхности полого тела в м; R_2 – радиус внешней поверхности полого тела в м; t_0 – начальная температура тела в °С; K_1 – коэффициент массовой нагрузки, равный для пластины $K_{1\text{пл}} = 1$, для круглого цилиндра неограниченной длины $K_{1\text{ц}} = 2$, для шара $K_{1\text{ш}} = 3$.

Коэффициент массовой нагрузки:

$$\text{полый цилиндр} \quad K_{1\text{ц}}^* = K_{1\text{ц}} / (1 + \omega) = 2 / (1 + \omega), \quad (2)$$

$$\text{полый шар} \quad K_{1\text{ш}}^* = K_{1\text{ш}} / (1 + \omega + \omega^2) = 3 / (1 + \omega + \omega^2), \quad (3)$$

где $\omega = R_1/R_2$ есть отношение внутреннего радиуса к внешнему полого тела; * – здесь и дальше означает, что данный коэффициент относится к полому телу.

Формулы (2) и (3) можно объединить в одну

$$K_1^* = K_1 \cdot f(\omega), \quad (4)$$

где функция $f(\omega)$ равна:

$$\text{для полого цилиндра} \quad f_{\text{ц}}(\omega) = 1 / (1 + \omega);$$

$$\text{для полого шара} \quad f_{\text{ш}}(\omega) = 1 / (1 + \omega + \omega^2).$$

По инженерной модели в РРН имеем:

$$\frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial t(R_1, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial t(R_2, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial \bar{t}(\tau)}{\partial \tau} = \frac{q_{\text{п}} K_1^*}{S \rho c} = \text{const}, \quad (5)$$

где $\bar{t}(\tau)$ – среднемассовая температура полого тела в момент τ в °С; ρ – плотность вещества в кг/м³; c – удельная теплоемкость в Дж/(кг·К); $S = R_2 - R_1$ есть толщина стенки полого тела в м.

С учетом (5) уравнение (1) принимает вид:

$$\frac{q_{\text{п}} K_1^*}{S \rho c} = \frac{\lambda}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} + \frac{K_1 - 1}{x} \cdot \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \right)$$

или

$$q'(x, \tau) + \frac{K_1 - 1}{x} q(x, \tau) = \frac{q_{\text{п}} K_1^*}{S}, \quad (6)$$

где $q(x, \tau) = \lambda \partial t / \partial x$ – плотность теплового потока в пространственной координате x в момент времени τ в Вт/м²; $q'(x, \tau)$ – первая производная от $q(x, \tau)$ по x в Вт/м³.

Дифференциальное уравнение (6) является линейным, решение которого будет:

$$q(x, \tau) = \frac{1}{x^{K_1-1}} \left(\frac{q_n K_1^*}{S} \cdot \frac{x^{K_1}}{K_1} + A \right).$$

Постоянная интегрирования A определяется из условия симметричности нагрева, когда при $x = R_1$ $q(R_1, \tau) = 0$:

$$A = -\frac{q_n K_1^*}{S} \cdot \frac{R_1^{K_1}}{K_1}.$$

Тогда решение для $q(x, \tau)$ с учетом (4) будет:

$$q(x, \tau) = \frac{q_n \cdot f(\omega)}{S} \left(x - \frac{R_1^{K_1}}{x^{K_1-1}} \right) \quad (7)$$

или

$$q(X, \tau) = \frac{q_n \cdot f(\omega)}{(1-\omega)} \left(X - \frac{\omega^{K_1}}{X^{K_1-1}} \right), \quad (8)$$

где $X = x/R_2$ есть безразмерная текущая пространственная координата, изменяющаяся на отрезке $\omega \leq X \leq 1$; $1 - \omega = S/R_2$ есть безразмерная толщина стенки полого тела.

При $R_1 \rightarrow 0$ ($R_2 \neq 0$): $\omega \rightarrow 0$; $f(\omega) \rightarrow 1$ и из (8) получается линейный закон распределения плотности тепловых потоков по толщине как для сплошных тел при $q_n = \text{const}$.

Из (8) имеем:

$$\frac{\lambda}{R_2} \cdot \frac{\partial t(X, \tau)}{\partial X} = \frac{q_n \cdot f(\omega)}{(1-\omega)} \left(X - \frac{\omega^{K_1}}{X^{K_1-1}} \right). \quad (9)$$

Вид решения этого дифференциального уравнения будет зависеть от значения коэффициента формы K_1 .

Для полого цилиндра:

$$t(X, \tau) = t(\omega, \tau) + \frac{q_n R_2 \cdot f(\omega)}{2\lambda(1-\omega)} \left(X^2 + 2\omega^2 \ln \frac{\omega}{X} - \omega^2 \right). \quad (10)$$

Для полого шара:

$$t(X, \tau) = t(\omega, \tau) + \frac{q_n R_2 \cdot f(\omega)}{2\lambda(1-\omega)} \left(X^2 + 2 \frac{\omega^3}{X} - 3\omega^2 \right). \quad (11)$$

В этих уравнениях $t(\omega, \tau)$ – температура внутренней поверхности тела.

При $R_1 \rightarrow 0$ ($R_2 \neq 0$): $\omega \rightarrow 0$; $f(\omega) \rightarrow 1$ и из (11) имеем закон квадратной параболы температурного поля сплошных цилиндра и шара.

Решения (10) и (11) объединим в одну формулу:

$$t(X, \tau) = t(\omega, \tau) + \frac{q_{\pi} R_2 \cdot f(\omega)}{2\lambda(1-\omega)} \psi(X, \omega), \quad (12)$$

где функция $\psi(X, \omega)$ равна:

$$\text{для полого цилиндра } \psi_{\text{ц}}(X, \omega) = X^2 + 2\omega^2 \ln \frac{\omega}{X} - \omega^2, \quad (13)$$

$$\text{для полого шара } \psi_{\text{ш}}(X, \omega) = X^2 + 2 \frac{\omega^3}{X} - 3\omega^2. \quad (14)$$

При $X = 1$ получаем температуру на поверхности полого тела:

$$t(1, \tau) = t(\omega, \tau) + \frac{q_{\pi} R_2 \cdot f(\omega)}{2\lambda(1-\omega)} \psi(1, \omega), \quad (15)$$

где функция $\psi(1, \omega)$ получается из (13) и (14) подстановкой значения $X = 1$:

$$\psi_{\text{ц}}(1, \omega) = 1 + 2\omega^2 \ln \omega - \omega^2, \quad (16)$$

$$\psi_{\text{ш}}(1, \omega) = 1 - 3\omega^2 + 2\omega^3. \quad (17)$$

Из уравнения (15) получаем формулу для разности температур между внешней и внутренней поверхностями полого тела:

$$\Delta t(\omega, \tau) = t(1, \tau) - t(\omega, \tau) = \frac{q_{\pi} R_2 \cdot f(\omega)}{2\lambda(1-\omega)} \psi(1, \omega). \quad (18)$$

Из (18) имеем:

$$\Delta t(\omega, \tau) = \frac{q_{\pi} S}{\lambda} \cdot \frac{f(\omega) \psi(1, \omega)}{2(1-\omega)^2} = \frac{q_{\pi} S}{K_2^* \lambda}, \quad (19)$$

где K_2^* есть коэффициент усреднения плотности тепловых потоков по толщине полого тела, равный:

$$K_2^* = \frac{2(1-\omega)^2}{f(\omega) \cdot \psi(1, \omega)} = K_2 \cdot \sigma(\omega), \quad (20)$$

где функция $\sigma(\omega)$ равна:

$$\sigma(\omega) = \frac{2(1-\omega)^2}{f(\omega) \cdot \psi(1, \omega)}, \quad (21)$$

т.е. также, как и для коэффициента формы K_1^* , коэффициент K_2^* равен соответствующему коэффициенту для сплошного тела K_2 , умноженному на функцию $\sigma(\omega)$. Из (19) видно, что в РРН $\Delta t(\tau)$ есть постоянная величина, если $\lambda = \text{const}$.

Из (12) с учетом (18) получаем:

$$t(X, \tau) = t(\omega, \tau) + \Delta t(\omega, \tau) \cdot \frac{\psi(X, \tau)}{\psi(1, \tau)}. \quad (22)$$

Температура на внутренней поверхности полого тела в РРН определяется из (5):

$$\frac{dt(\omega, \tau)}{d\tau} = \frac{q_n K_1^*}{S \rho c}; \quad t(\omega, \tau) = t_0 + \frac{q_n}{R_2 \rho c (1 - \omega)^2} (\tau - \tau'), \quad \tau \geq \tau'. \quad (23)$$

Определим теплосодержание полых тел в РРН для произвольного момента времени:

$$dI = dMct(x, \tau),$$

где dM есть масса элементарного слоя полого тела, равная для полого цилиндра $2\pi x dx H \rho$ (H – длина цилиндра) и для полого шара $4\pi x^2 dx \rho$.

Тогда для полого цилиндра:

$$dI = 2\pi R_2^2 H \rho c t(X, \tau) X dX,$$

$$I = \int_{\omega}^1 2\pi R_2^3 H \rho c \left[t(\omega, \tau) + \Delta t(\omega, \tau) \cdot \frac{X^2 + 2\omega^2 \ln(\omega/X) - \omega^2}{\psi_{\text{ц}}(1, \omega)} \right] X dX. \quad (24)$$

Для полого шара:

$$dI = 4\pi R_2^3 \rho c t(X, \tau) X^2 dX,$$

$$I = \int_{\omega}^1 4\pi R_2^3 \rho c \left[t(\omega, \tau) + \Delta t(\omega, \tau) \cdot \frac{X^2 + 2\omega^3/X - 3\omega^2}{\psi_{\text{ш}}(1, \omega)} \right] X^2 dX. \quad (25)$$

После интегрирования получаем:

для полого цилиндра

$$I = \pi (R_2^2 - R_1^2) \rho c \left[t(\omega, \tau) + \Delta t(\omega, \tau) \cdot \frac{f_{\text{ц}}(\omega) (1 + 4\omega^2 \ln \omega - \omega^4)}{2(1 - \omega) \psi_{\text{ц}}(1, \tau)} \right], \quad (26)$$

для полого шара

$$I = \frac{4}{3} (R_2^3 - R_1^3) \rho c \left[t(\omega, \tau) + \Delta t(\omega, \tau) \cdot \frac{f_{\text{ш}}(\omega) (1 - 5\omega^2 + 5\omega^3 - \omega^5)}{5/3(1 - \omega) \psi_{\text{ш}}(1, \omega)} \right]. \quad (27)$$

С другой стороны, теплосодержание рассчитывается через среднemasсовую температуру тела:

$$I = Mct(\tau) = Mc \left(t(\omega, \tau) + \frac{\Delta t(\omega, \tau)}{K_3^*} \right), \quad (28)$$

где M есть масса полого тела в кг; K_3^* есть коэффициент усреднения температур по толщине полого тела.

Из сравнения (26), (27) и (28) получаем формулы для расчета K_3^* :
 полый цилиндр

$$K_3^* = 2 \cdot \frac{(1-\omega)\psi_{\text{ц}}(1,\omega)}{(1+4\omega^2 \ln \omega - \omega^4)f_{\text{ц}}(\omega)}, \quad (29)$$

полый шар

$$K_3^* = 5/3 \cdot \frac{(1-\omega)\psi_{\text{ш}}(1,\omega)}{(1-5\omega^2 + 5\omega^3 - \omega^5)f_{\text{ш}}(\omega)}. \quad (30)$$

Объединенная формула:

$$K_3^* = K_3 \cdot \xi(\omega), \quad (31)$$

где функция $\xi(\omega)$ равна:

для полого цилиндра

$$\xi_{\text{ц}}(\omega) = \frac{(1-\omega)\psi_{\text{ц}}(1,\omega)}{(1+4\omega^2 \ln \omega - \omega^4)f_{\text{ц}}(\omega)}, \quad (32)$$

для полого шара

$$\xi_{\text{ш}}(\omega) = \frac{(1-\omega)\psi_{\text{ш}}(1,\omega)}{(1+4\omega^2 \ln \omega - \omega^4)f_{\text{ш}}(\omega)}. \quad (33)$$

Произведение трех коэффициентов $K^* = K_1^* K_2^* K_3^*$ необходимо для расчета инерционного периода:

$$K_{\text{ц}}^* = K_{\text{ц}} \cdot \frac{(1-\omega)^3}{f_{\text{ц}}(\omega)(1+4\omega^2 \ln \omega - \omega^4)}, \quad (34)$$

$$K_{\text{ш}}^* = K_{\text{ш}} \cdot \frac{(1-\omega)^3}{f_{\text{ш}}(\omega)(1-5\omega^2 + 5\omega^3 - \omega^5)}. \quad (35)$$

Объединенная формула для двух тел:

$$K^* = K \cdot \Phi(\omega), \quad (36)$$

где K есть произведение трех коэффициентов для сплошных тел, равный 8 для цилиндра и 10 для шара; функция $\Phi(\omega)$ равна:

для полого цилиндра

$$\Phi_{\text{ц}} = \frac{(1-\omega)^3}{f_{\text{ц}}(\omega)(1+4\omega^2 \ln \omega - \omega^4)}, \quad (37)$$

для полого шара

$$\Phi_{\text{ш}} = \frac{(1-\omega)^3}{f_{\text{ш}}(\omega)(1-5\omega^2 + 5\omega^3 - \omega^5)}. \quad (38)$$

Результаты расчетов коэффициентов K_1^* , K_2^* , K_3^* , K^* для полых тел приведены на рис. 2.

Распределение плотностей тепловых потоков и температур по толщине полых тел показано на рис. 3 и 4.

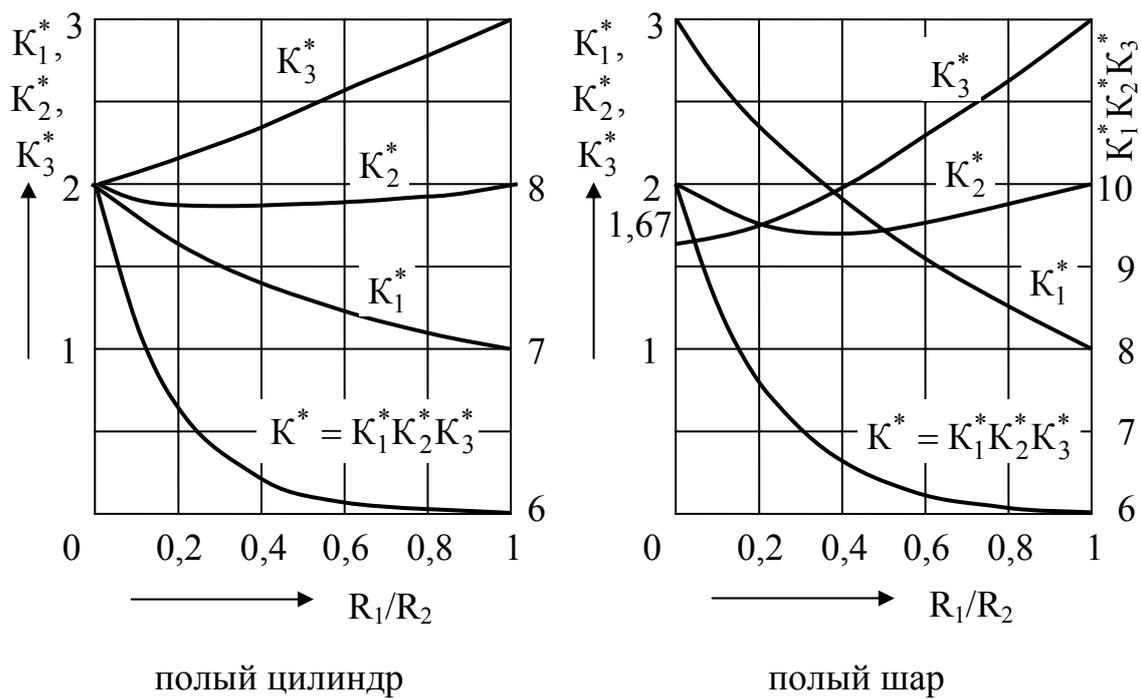


Рис. 2. Коэффициенты K_1^* , K_2^* , K_3^* , K^* для полых тел при нагреве $q_n = const$

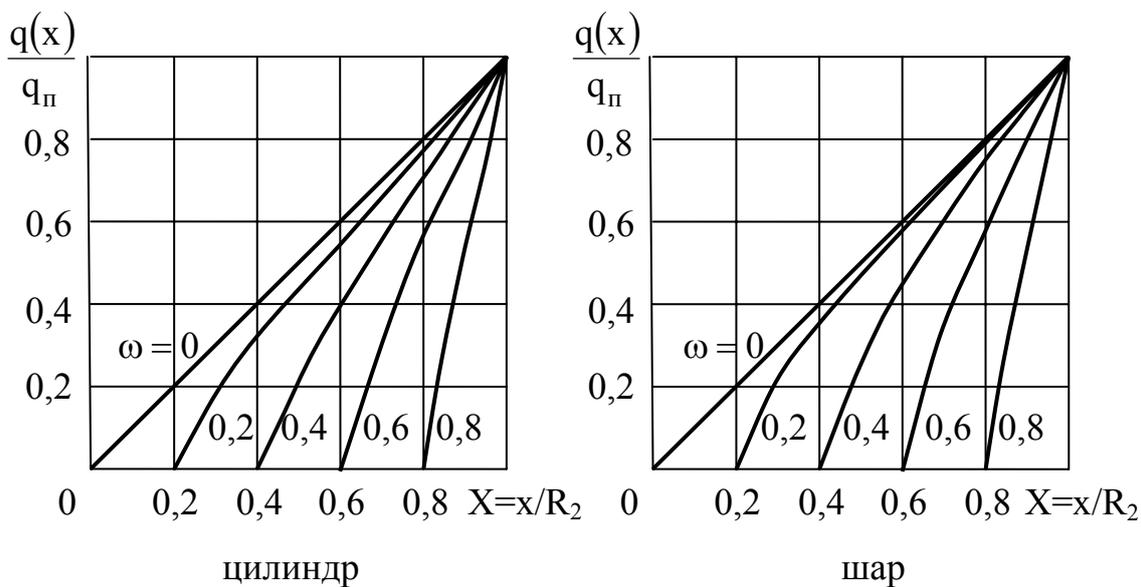


Рис. 3. Распределение относительной плотности тепловых потоков по толщине полых тел в РРН при $q_{нов} = const$

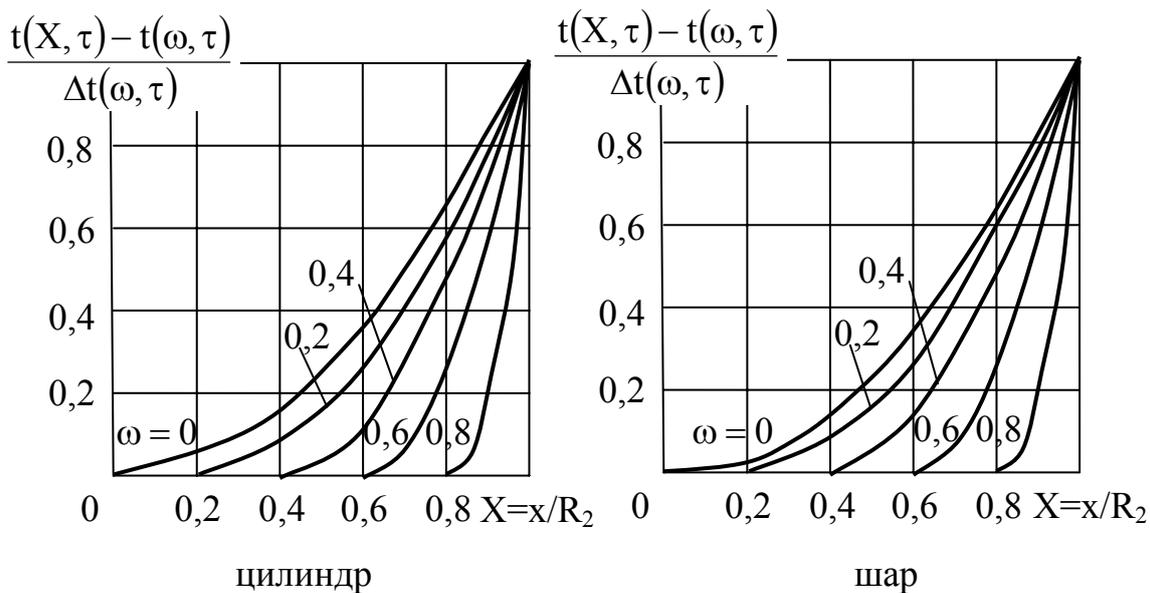


Рис. 4. Распределение относительной температуры по толщине полых тел в РРН при $q_{пов} = const$

Выводы

1. В работе получены математические выражения для распределения плотности тепловых потоков и температур по толщине круглого полого цилиндра неограниченной длины и полого шара в РРН при условии $q_{пов} = const$.

2. Выведены формулы для расчета коэффициентов усреднения плотности тепловых потоков и температур по толщине полых тел.

Список литературы

1. Семикин И.Д., Свинолобов Н.П. Распределение и усреднение температур и тепловых потоков в теле при различных условиях нагрева // Сборник научных трудов ДМетИ, № XXXIV. – Днепропетровск, 1958. – С. 3 – 18.

2. Лыков А.В. Теория теплопроводности // Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1967. – 599 с.

Рукопись поступила 15.05.2007 г.

Румянцев В.Д. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

РАСЧЕТ ИНЕРЦИОННОГО ПЕРИОДА НАГРЕВА ТЕЛ ПРИ $q_{\text{пов}} = \text{const}$

Проводится математическое описание инерционного периода нагрева и скорости распространения тепла внутри тела по инженерной модели при $q_{\text{пов}} = \text{const}$.

По инженерной модели проф. И.Д. Семикина предполагается, что инерционный период складывается из регулярных состояний, отличающихся друг от друга толщиной прогретого слоя S , изменяющейся от нуля до полного размера тела R (половина толщины пластины, радиус цилиндра и шара, толщина полых цилиндра и шара; $0 \leq S \leq R$).

Математическое описание инерционного периода нагрева тел при $q_{\text{пов}} = \text{const}$ методом мгновенного регулярного режима приведено в работе [2]. Однако для расчета инерционного периода здесь мы воспользуемся решениями из работы [1].

При нагреве пластины в инерционном периоде геометрическая форма прогретого слоя не изменяется, поэтому коэффициенты $K_1^{\text{и}}$, $K_2^{\text{и}}$, $K_3^{\text{и}}$ и $K^{\text{и}}$ (верхний индекс "и" означает, что эти величины относятся к инерционному периоду) для прогретого слоя толщиной S остаются такими же, как для пластины в регулярном периоде нагрева (РРН), т.е. $K_{1\text{пл}}^{\text{и}} = K_{1\text{пл}}^{\text{РРН}} = 1$; $K_{2\text{пл}}^{\text{и}} = K_{2\text{пл}}^{\text{РРН}} = 2$; $K_{3\text{пл}}^{\text{и}} = K_{3\text{пл}}^{\text{РРН}} = 3$; $K_{\text{пл}}^{\text{и}} = K_{\text{пл}}^{\text{РРН}} = 6$.

В инерционном периоде для пластины имеем:

1. Распределение плотности теплового потока по толщине прогретого слоя:

$$q_{\text{пл}}^{\text{и}}(X, \gamma) = q_{\text{пов}} \frac{X - 1 + \gamma}{\gamma}, \quad (1)$$

где $X = x/R$; $\gamma = S/R$; $1 - \gamma \leq X \leq 1$; $0 \leq \gamma \leq 1$.

2. Распределение температур по толщине прогретого слоя:

$$t_{\text{пл}}^{\text{и}}(X, \gamma) = t_0 + \Delta t_{\text{пл}}^{\text{и}}(\gamma) \left(\frac{X - 1 + \gamma}{\gamma} \right)^2, \quad (2)$$

где перепад температур между поверхностью и центром прогретого слоя:

$$\Delta t_{\text{пл}}^{\text{и}}(\gamma) = \frac{q_{\text{пов}} R}{K_{2\text{пл}}^{\text{и}} \lambda} \gamma. \quad (3)$$

Распределение плотности тепловых потоков и температур по толщине пластины показано на рис. 1.

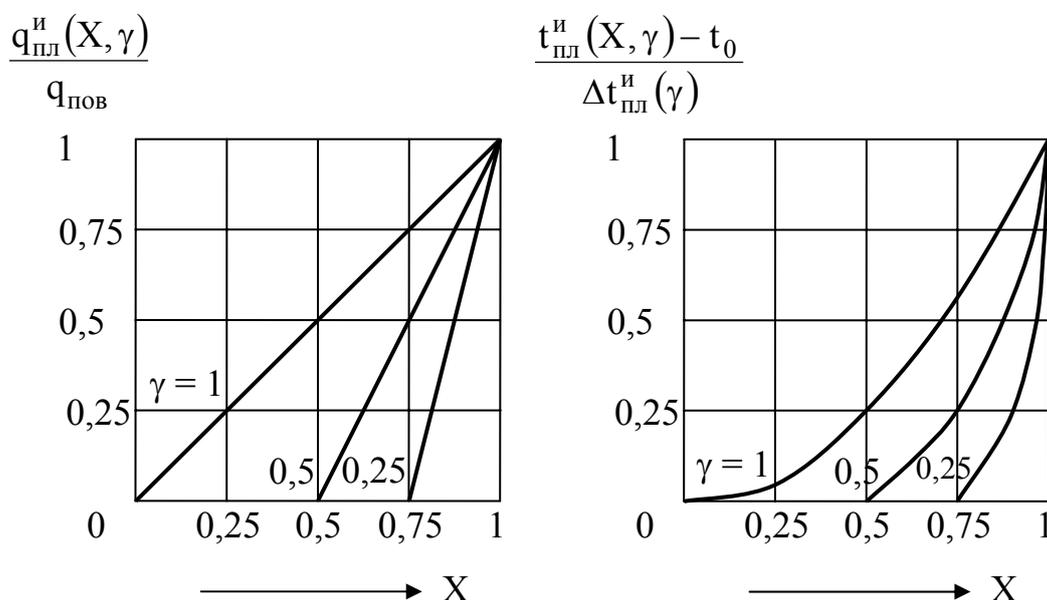


Рис. 1. Распределение плотности тепловых потоков и температур по толщине пластины в инерционном периоде нагрева при $q_{\text{пов}} = \text{const}$

Среднемассовая температура прогретого слоя определяется по формуле:

$$\bar{t}_{\text{пл}}^{\text{и}}(\gamma) = t_0 + \frac{\Delta t_{\text{пл}}^{\text{и}}(\gamma)}{K_{3\text{пл}}^{\text{и}}} = t_0 + \frac{\Delta t_{\text{пл}}^{\text{и}}(\gamma)}{3}. \quad (4)$$

При нагреве круглого цилиндра неограниченной длины и шара в инерционном периоде форма прогретого слоя представляет, соответственно, полый цилиндр и полый шар, отличающиеся друг от друга толщиной прогретого слоя S . В связи с этим будут изменяться и коэффициенты $K_1^{\text{и}}$, $K_2^{\text{и}}$, $K_3^{\text{и}}$ и $K^{\text{и}}$ в инерционном периоде в функции толщины прогретого слоя. Решения в РРН для круглого полого цилиндра неограниченной длины и шара приведены в работе [1]. Используем эти решения для математического описания инерционного периода при нагреве сплошных и полых цилиндров, шаров.

Круглый цилиндр неограниченной длины.

Коэффициенты:

$$K_{1\text{ц}}^{\text{и}} = \frac{2}{2 - \gamma}; \quad (5)$$

$$K_{2ц}^н = \frac{2\gamma^2(2-\gamma)}{1+2(1-\gamma)^2 \ln(1-\gamma) - (1-\gamma)^2}; \quad (6)$$

$$K_{3ц}^н = \frac{2\gamma(2-\gamma) \cdot [1+2(1-\gamma)^2 \ln(1-\gamma) - (1-\gamma)^2]}{1+4(1-\gamma)^2 \ln(1-\gamma) - (1-\gamma)^4}; \quad (7)$$

$$K_{ц}^н = 8 \cdot \frac{\gamma^3(2-\gamma)}{1+4(1-\gamma)^2 \ln(1-\gamma) - (1-\gamma)^4}. \quad (8)$$

Распределение плотности тепловых потоков по толщине прогретого слоя цилиндра:

$$q_{ц}^н(X, \gamma) = q_{пов} \frac{X - (1-\gamma)^2 / X}{\gamma(2-\gamma)}. \quad (9)$$

Распределение температур по толщине прогретого слоя цилиндра:

$$t_{ц}^н(X, \gamma) = t_0 + \Delta t_{ц}^н(\gamma) \frac{X^2 + 2(1-\gamma)^2 \ln[(1-\gamma)/X] - (1-\gamma)^2}{1+2(1-\gamma)^2 \ln(1-\gamma) - (1-\gamma)^2}; \quad (10)$$

$$\Delta t_{ц}^н(\gamma) = \frac{q_{пов} R}{K_{2ц}^н \lambda} \gamma. \quad (11)$$

В этих формулах также, как и для пластины $X = x/R$ есть безразмерная координата, $\gamma = S/R$ есть безразмерная толщина прогретого слоя толщины S ($1-\gamma \leq X \leq 1$; $0 \leq \gamma \leq 1$).

Картина распределения плотности тепловых потоков и температур показана на рис. 2.

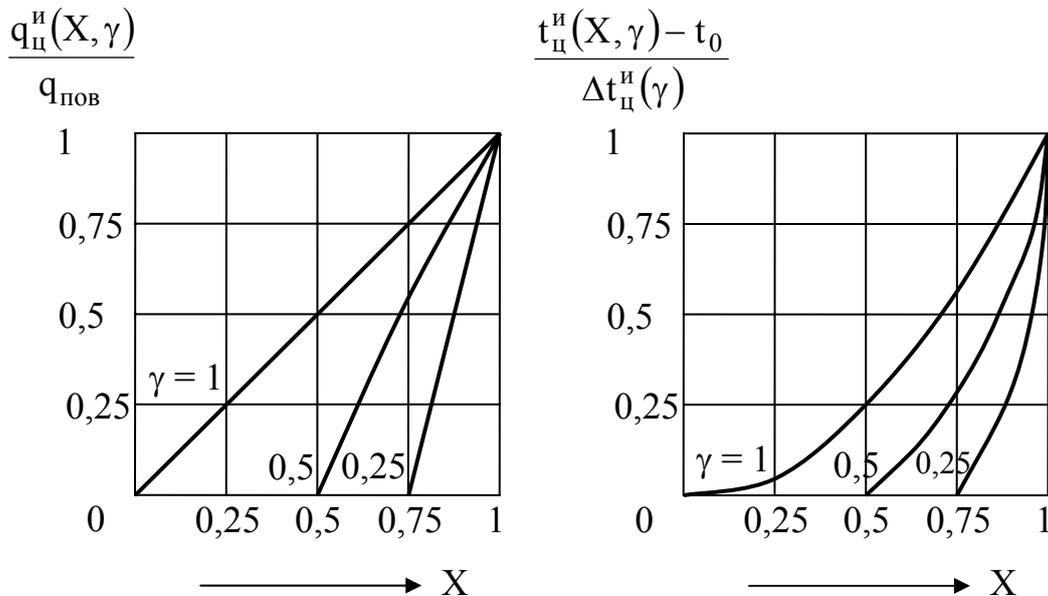


Рис. 2. Распределение плотности тепловых потоков и температур по толщине цилиндра в инерционном периоде нагрева при $q_{пов} = const$

Шар.

Коэффициенты:

$$K_{1ш}^и = \frac{3}{2 - \gamma + (1 - \gamma)^2}; \quad (12)$$

$$K_{2ш}^и = \frac{2\gamma^2[2 - \gamma + (1 - \gamma)^2]}{1 - 3(1 - \gamma)^2 + (1 - \gamma)^3}; \quad (13)$$

$$K_{3ш}^и = \frac{5}{3} \cdot \frac{[2 - \gamma + (1 - \gamma)^2] \cdot [1 - 3(1 - \gamma)^2 + (1 - \gamma)^3]}{2 - \gamma - 4(1 - \gamma)^3 + (1 - \gamma)^4}. \quad (14)$$

$$K_{ш}^и = 10 \cdot \frac{\gamma^2[2 - \gamma + (1 - \gamma)^2]}{2 - \gamma - 4(1 - \gamma)^2 + (1 - \gamma)^3 + (1 - \gamma)^4}. \quad (15)$$

Распределение плотности тепловых потоков по толщине прогретого слоя шара:

$$q_{ш}^и(X, \gamma) = q_{пов} \frac{X - (1 - \gamma)^2 / X}{\gamma[2 - \gamma + (1 - \gamma)^2]}. \quad (16)$$

Распределение температур по толщине прогретого слоя шара:

$$t_{ш}^и(X, \gamma) = t_0 + \Delta t_{ш}^и(\gamma) \frac{X^2 + 2(1 - \gamma)^3 / X - 3(1 - \gamma)^2}{1 + 2(1 - \gamma)^3 - 3(1 - \gamma)^2}, \quad (17)$$

где разность $\Delta t_{ш}^и$ рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_{ш}^и(\gamma) = \frac{q_{пов} R}{K_{2ш}^и \lambda} \gamma. \quad (18)$$

Картина распределения плотности тепловых потоков и температур приведена на рис. 3.

Расчет инерционного периода начинается с определения его длительности τ' :

$$\tau' = \frac{R^2}{K_{PPH}^и a}, \quad (19)$$

где R – полный размер нагреваемого тела, м;
 $K_{PPH}^и = K_1^{PPH} \cdot K_2^{PPH} \cdot K_3^{PPH}$ – определяется для регулярного режима нагрева тела соответствующей формы; $a = \lambda / (\rho c)$ – коэффициент температуропроводности материала нагреваемого тела, определяемый по температурному полю в конце τ' , м²/с.

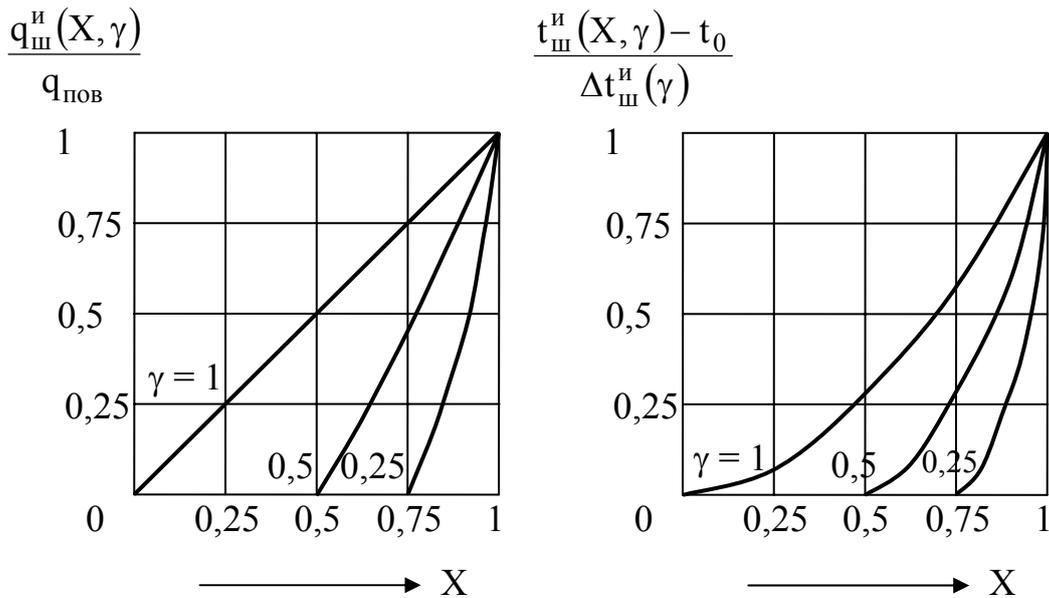


Рис. 3. Распределение плотности тепловых потоков и температур по толщине шара в инерционном периоде нагрева при $q_n = const$

Далее разбиваем всю толщину тела на ряд толщин прогретого слоя S_i^{ii} ($i = 1, 2, \dots, n$). Толщина прогретого слоя S_i^{ii} связана со временем прогрева этого слоя τ_i^{ii} соотношением:

$$\tau_i^{ii} = \frac{(S_i^{ii})^2}{K_i^{ii} a_i}, \quad (20)$$

где $K_i^{ii} = K_{1i}^{ii} \cdot K_{2i}^{ii} \cdot K_{3i}^{ii}$ – определяется по толщине прогретого слоя по формулам инерционного периода, приведенным выше; a_i – коэффициент температуропроводности, определяемый по температурному полю прогретого S_i слоя в конце τ_i^{ii} .

Плотности тепловых потоков и температур по толщине прогретого слоя рассчитываются по уравнениям, приведенным выше.

Пример. Рассчитать нагрев в инерционном периоде шара с диаметром $2R = 400$ мм, выполненного из шамота, при условии $q_{пов} = 5000$ Вт/м² = const с начальной температурой $t_0 = 20$ °С. Плотность шамота $\rho = 1900$ кг/м³; коэффициент теплопроводности шамота:

$$\lambda = 0,7 + 0,00064t, \quad (21)$$

где λ есть коэффициент теплопроводности шамота в Вт/(м·К); t – температура в °С.

Средняя удельная теплоемкость шамота:

$$C_0^t = 808 + 0,314t, \quad (22)$$

где C_0^t есть средняя удельная теплоемкость шамота в Дж/(кг·К).

На рис. 4 представлены результаты расчетов плотности тепловых потоков и температур по толщине шамотного шара в инерционном периоде при $q_{\text{пов}} = 5000 \text{ Вт/м}^2 = \text{const}$.

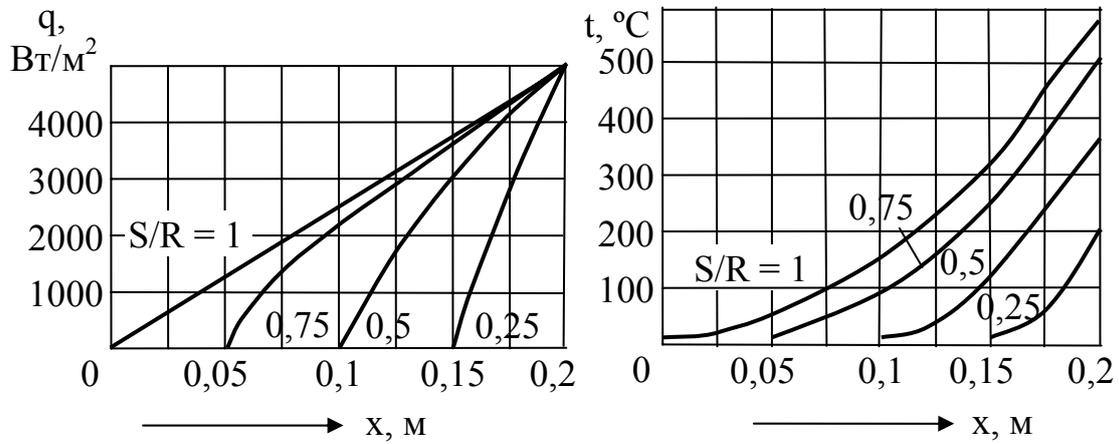


Рис. 4. Распределение плотности тепловых потоков и температур по толщине шамотного шара в инерционном периоде при $q_{\text{пов}} = 5000 \text{ Вт/м}^2 = \text{const}$

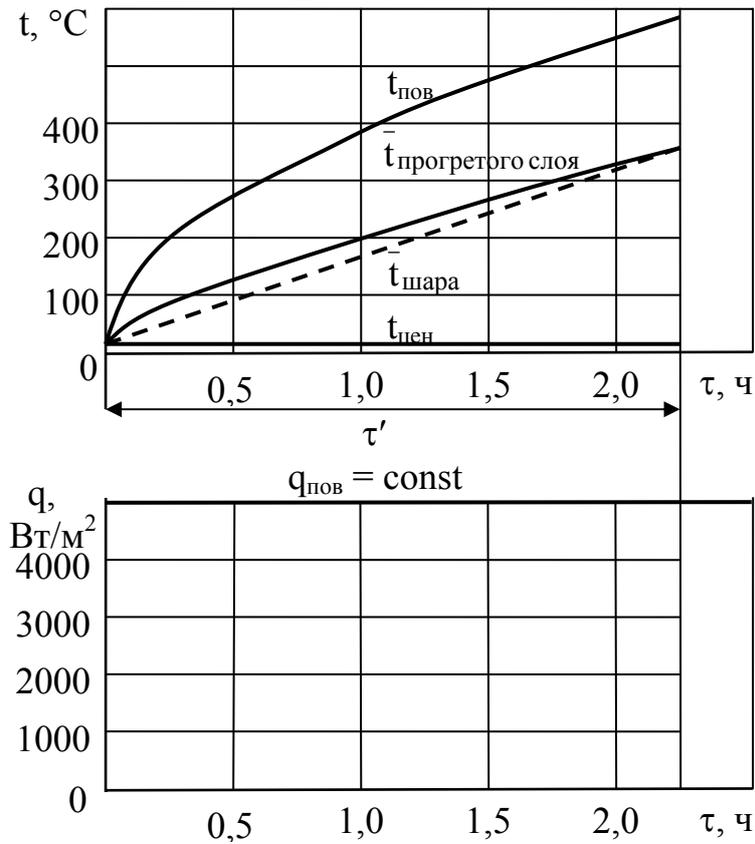


Рис. 5. Температурная и тепловая диаграммы инерционного периода нагрева шара

На рис. 5 показана температурная и тепловая диаграммы инерционного периода нагрева шамотного шара. На тепловой диаграмме пунктиром обозначена среднемассовая температура шамотного шара, т.е. отнесенная ко всей толщине шара R , а не к толщине прогретого слоя, которая при $q_{\text{пов}} = \text{const}$ определяется уравнением:

$$\bar{t} = t_0 + \frac{q_{\text{пов}} K_1}{R \rho c} \tau, \quad (23)$$

где K_1 – коэффициент массовой нагрузки шара.

На рис. 6 приведена динамика изменения толщины прогретого слоя.

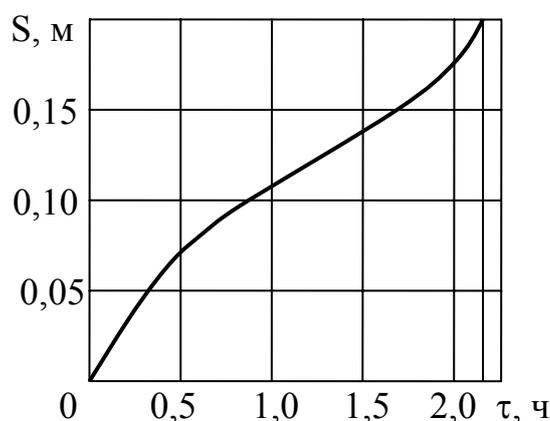


Рис. 6. Изменение толщины прогретого слоя во времени в инерционном периоде при нагреве шамотного шара

Далее остановимся на скорости распространения тепла при нагреве тел по инженерной модели. Из формулы (19) определим среднюю скорость распространения тепла на толщине S прогретого слоя внутри нагреваемого тела:

$$v_{\text{ср}} = \frac{S}{\tau(S)} = \frac{K^n(S)a}{S} = \frac{K^n(S)}{(S/\lambda) \cdot \rho c}, \quad (24)$$

где $v_{\text{ср}}$ – средняя скорость распространения тепла в теле на пути S , м/с; S – толщина прогретого слоя, м; λ , с – соответственно коэффициент теплопроводности в Вт/(м·К) и удельная теплоемкость в Дж/(кг·К) вещества, определяемые по температурному полю тела в момент времени $\tau(S)$; $K^n(S) = K_1^n(S) \cdot K_2^n(S) \cdot K_3^n(S)$ – произведение трех коэффициентов, являющихся функцией толщины слоя.

Величина S/λ является тепловым сопротивлением прогретого слоя. Скорость распространения тепла обратно пропорциональна тепловому сопротивлению, что отвечает физическому смыслу. Для тел идеальной теплопроводности $\lambda = \infty$, тепловое сопротивление равно 0. Известно, что скорость распространения тепла в таком теле равна бесконечности, тепловой поток от поверхности мгновенно проникает к центру нагреваемого тела. Это следует также и из формулы (24). При больших значениях коэффициента теплопроводности вещества и малом геометрическом размере тела оно греется по закономерностям, близким для тел с $\lambda = \infty$, и, следовательно, скорость распространения тепла в этом случае будет иметь большое значение, что также следует и из формулы (24). При коэффициенте теплопроводности равном нулю, тепловое сопротивление равно бесконечности, а скорость распространения тепла в таком теле равна нулю, вещество в этом случае не пропускает тепло через себя.

Скорость распространения тепла будет также обратно пропорциональна удельной теплоемкости вещества, которая характеризует инерционное свойство вещества изменять свое температурное состояние. С физической точки зрения, при бесконечно большом значении удельной теплоемкости поверхностный слой тела не может изменить свою температуру при конечной величине подведенного тепла и, следовательно, не будет изменяться температурное поле по этой причине внутри тела, т.е. скорость распространения тепла будет равна нулю. Об этом говорит и формула (24). Наоборот, с уменьшением теплоемкости вещества при сохранении подводимого тепла температуры прогреваемых элементарных слоев тела будут возрастать, скорость колебательного движения микрочастиц (атомов, молекул) около центров равновесия также будет возрастать, интенсивность теплообмена между соседними слоями увеличивается, скорость распространения тепла в теле возрастает, что также описывается и формулой (24).

При одинаковой толщине прогретого слоя S скорость изменения температурного поля слоя и, следовательно, скорость распространения тепла будут зависеть также от массы прогретого слоя, т.к. при одинаковых значениях толщины прогретого слоя массы их будут разными в зависимости от геометрической формы тела, разными будут и теплоемкости этих масс M_c (тепловая цена одного градуса массы M), влияющие на температурное изменение этих слоев. Этот фактор определяется коэффициентом массовой нагрузки $K_1^n(S)$, входящим в $K^n(S)$. Коэффициенты $K_2^n(S)$ и $K_3^n(S)$ связаны с температурным полем и имеют разное значение в зависимости от формы и условий нагрева.

Из выражения (24) следует критериальное уравнение для определения средней скорости распространения тепла в теле:

$$\frac{v_{cp} \cdot S}{a} = K^и(S), \quad (25)$$

где $v_{cp} \cdot S/a$ есть критерий скорости распространения тепла в теле.

На рис. 7 показана зависимость критерия средней скорости распространения тепла для различных форм тела в функции безразмерно-го расстояния от поверхности тела.

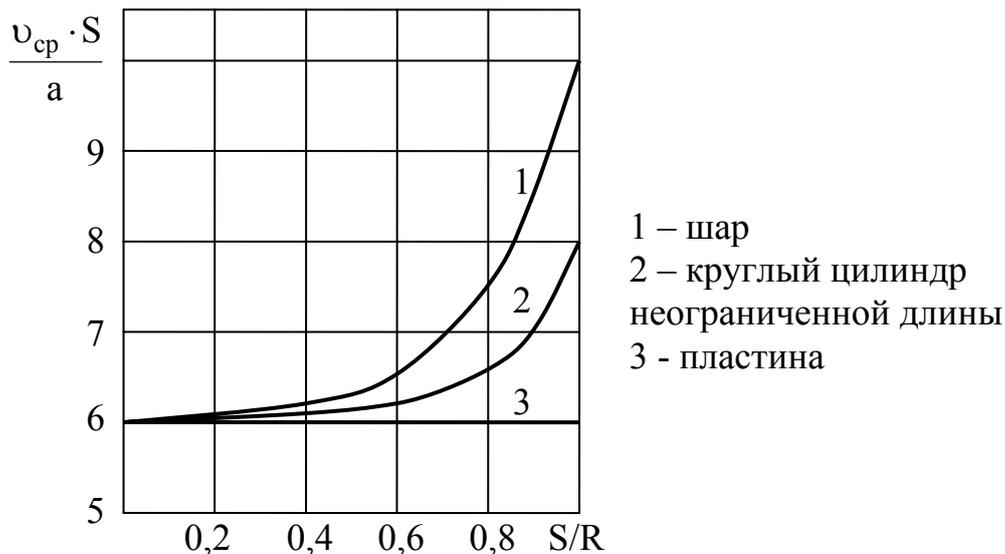


Рис. 7. Зависимость критерия скорости распространения тепла в теле от пространственной координаты

В качестве примера использования формулы (25) и графиков на рис. 7 рассчитаем скорость распространения тепла внутри шамотного шара, воспользовавшись результатами расчетов предыдущего примера.

Пусть $S = 0,05$ м и $S/R = 0,25$. По графику рис. 7 находим значение критерия скорости распространения тепла: $v_{cp} \cdot S/a = 6,10$. Этой толщине прогретого слоя отвечает время $\tau = 0,237$ ч (рис. 6.). Теплофизические параметры, отвечающие этому времени нагрева: $\rho = 1900$ кг/м³; $\bar{\lambda} = 0,7688$ Вт/(м·К); $\bar{C}_0^{90} = 836,3$ Дж/(кг·К); $a = 0,7688/(1900 \cdot 836,3) = 0,484 \cdot 10^6$ м²/с.

Тогда:

$$v_{cp}(0,05 \text{ м}) = \frac{6,1 \cdot 0,484 \cdot 10^6}{0,05} = 0,59 \cdot 10^{-6} \text{ м/с (0,2125 м/ч)}.$$

Результаты расчетов для других координат приведены на рис. 8.

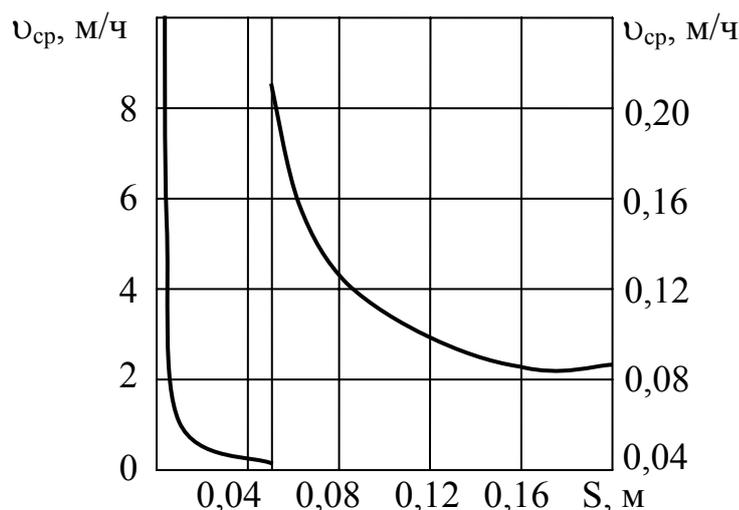


Рис. 8. Изменение средней скорости распространения тепла в шамотном шаре на толщине прогретого слоя

Выводы

1. Предложена методика расчета полей плотности тепловых потоков и температур тел различной формы (пластины, цилиндра, шара) в инерционном периоде при условии нагрева $q_{\text{пов}} = \text{const}$.
2. Используя положения инженерной теории нагрева, получено критериальное уравнение для расчета средней скорости распространения тепла за время инерционного периода.

Список литературы

1. Румянцев В.Д. Аналитическое описание регулярного режима нагрева (РРН) круглого полого цилиндра неограниченной длины и полого шара при $q_{\text{п}} = \text{const}$ по инженерной модели // *Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов НМетАУ.* – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2007. – С. 246 – 253.
2. Гольдфарб Э.М. *Теплотехника металлургических процессов.* – М.: Металлургия, 1967. – 439 с.

Рукопись поступила 10.05.2007 г.

Свинолобов Н.П. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ
Бровкин В.Л. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

РЕШЕНИЕ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ НАГРЕВА ТЕЛ В КАМЕРНОЙ ПЕЧИ ПРИ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ С УЧЕТОМ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ

В безразмерном виде получено решение задачи нагрева тел в камерной печи при постоянной мощности в виде зависимостей удельного расхода теплоты и производительности от числа Свинолобова, безразмерной температуры и безразмерной мощности. Выполнен анализ теплоиспользования в печи в зависимости от этих переменных. Показано, что удельный расход теплоты имеет минимум: при малой тепловой мощности ее увеличение приводит к сокращению удельного расхода теплоты. При достижении мощности, соответствующей критическому значению числа Свинолобова, дальнейшее увеличение мощности ухудшает показатели теплоиспользования.

Предисловие

В статье использовано нестандартное обозначение одного из безразмерных комплексов, представляющего отношение коэффициента теплоотдачи к удельным потерям теплоты из рабочего пространства печи. Этот безразмерный комплекс – Sv – первоначально был назван "числом Свинолобова" (первым автором статьи) в шутку с оговоркой, что близкий вид имеют безразмерные комплексы, используемые Ольшанским В.М. и Литовченко Ю.К. Но, как любил говорить Свинолобов Н.П., "в каждой шутке есть только доля шутки". Учитывая, что профессор Свинолобов Н.П. умер во время работы над этой статьей с черновиком в руках, второй автор статьи посчитал невозможным изменить название комплекса.

Состояние вопроса

Аналитическое решение сопряженных задач теплообмена в пламенных печах связано со значительным упрощением граничных условий и наличием достаточно большого количества переменных, затрудняющих теоретический анализ влияния различных технологических и конструктивных факторов на экономичность работы печи. Общепринятым является принятие закона конвективного теплообмена на поверхности нагреваемых тел и упрощенное рассмотрение внутрен-

ней задачи через среднemasсовую температуру и коэффициент массивности, справедливых для регулярного режима нагрева. Известны решения сопряженных задач теплообмена при постоянной мощности печи и отсутствии тепловых потерь, а также решения оптимизационных задач, связанные с выбором оптимального закона изменения тепловой мощности, учитывающие тепловые потери через кладку печи [1, 2]. Следует отметить, что если не учитывать тепловые потери, то оптимальный по топливоиспользованию режим нагрева получается при бесконечно большом времени процесса нагрева, что не влечет за собой практических выводов. Если выбирать оптимальный закон изменения тепловой мощности с учетом тепловых потерь через кладку печи, то следует отметить, что процесс решения с использованием принципа Понтрягина чрезвычайно сложный и в литературе не приводится [1]. Соответственно нет гарантии, что в готовом выражении отсутствуют элементарные описки. На эту мысль наводят расчеты по готовым символьным выражениям, результаты которых на 5 – 10 % не совпадают с контрольным примером из [1].

Постановка задачи

Целью настоящей работы является теоретический анализ влияния различных технологических параметров камерной печи на показатели теплоиспользования при наличии постоянной тепловой мощности печи с учетом наличия тепловых потерь через кладку печи.

В работе принимаются следующие допущения:

1. Условия теплообмена на поверхности тела (конвекция и излучение) сводятся к условиям эквивалентной конвекции с постоянным коэффициентом теплоотдачи на всех поверхностях.
2. Теплофизические свойства продуктов горения и нагреваемых тел (удельная теплоемкость, теплопроводность, плотность) постоянны.
3. Потери теплоты через кладку определяются по законам стационарного теплообмена.
4. Распределение температур в нагреваемом теле учитывается закономерностями регулярного периода нагрева.
5. За исключением потерь теплоты через кладку в печи отсутствуют другие виды потерь теплоты (недожог топлива, диссоциация продуктов горения, излучение через окна и др.).
6. Температура дыма одинакова во всем объеме печи и изменяется в процессе нагрева тела.

Решение сопряженной задачи нагрева

Уравнение мгновенного теплового баланса для дыма имеет вид $M_0 + Q_{ф.в,т} = Q_{ме} + Q_{пот} + Q_{д}$, [Вт], где M_0 – тепловая мощность печи; $Q_{ф.в,т}$ – физическая теплота подогретых воздуха и топлива; $Q_{ме}$ – теп-

лота нагретого металла; $Q_{\text{пот}}$ – тепловые потери через кладку; $Q_{\text{д}}$ – физическая теплота дыма.

Это же уравнение может быть записано через понятие о коэффициенте использования химической теплоты топлива (КИТ) – $\eta_{\text{КИТ}}$ – в виде

$$M_0 \cdot \eta_{\text{КИТ}} = \frac{\alpha}{m} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{м}}) \cdot F_{\text{м}} + K_{\text{п}} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{окр}}) \cdot F_{\text{кл}}, \quad (1)$$

где $\eta_{\text{КИТ}} = (t_{\text{кал}}^{\text{max}} - t_{\text{д}}) / t_{\text{кал}}^{\text{max}}$; $t_{\text{кал}}^{\text{max}} = t_{\text{кал}}^0 / (1 - r_{\text{ф}})$ – максимально возможная калориметрическая температура, °С; $r_{\text{ф}}$ – степень тепловой регенерации или рециркуляции теплоты [2]; $t_{\text{д}}$, $t_{\text{окр}}$ – температура дыма и окружающей среды, °С; $t_{\text{кал}}^0 = Q_{\text{н}}^{\text{п}} / (V_{\text{д}} \cdot C_{\text{д}})$ – нормальная калориметрическая температура при действительном коэффициенте расхода воздуха, °С; $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ – низшая теплота сгорания топлива, Дж/м³; $V_{\text{д}}$ – удельный расход дыма, м³/м³; $C_{\text{д}}$ – удельная теплоемкость дыма, Дж/(м³·К); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); m – коэффициент массивности [1, 2, 3], являющийся функцией α ; $K_{\text{п}}$ – коэффициент теплопередачи через кладку печи, Вт/(м²·К); $F_{\text{м}}$, $F_{\text{кл}}$ – площадь поверхности нагреваемого тела (металла) и кладки печи, м².

Уравнение (1) удобнее записать через безразмерные величины для мощности и теплоотдачи, отнесенные к удельным тепловым потерям из печи " $K_{\text{п}} \cdot \omega$ "

$$\text{Mbr} \cdot (t_{\text{кал}}^{\text{max}} - t_{\text{д}}) = \text{Sv} \cdot (t_{\text{д}} - t_{\text{м}}) + t_{\text{д}} - t_{\text{окр}}, \quad (2)$$

где $\text{Mbr} = \frac{M_0}{F_{\text{м}} \cdot K_{\text{п}} \cdot \omega \cdot t_{\text{кал}}^{\text{max}}}$ – критерий мощности; $\text{Sv} = \frac{\alpha}{m \cdot K_{\text{п}} \cdot \omega}$ – чис-

ло Свинолобова; $\omega = F_{\text{кл}} / F_{\text{м}}$ – степень развития футеровки.

Комплексы Mbr и Sv являются зависимыми друг от друга через произведение $K_{\text{п}} \cdot \omega$, что формально не дает права анализировать в последующих решениях влияние тепловых потерь на экономичность работы печи. Поэтому в дальнейшем исследовалось только влияние мощности и коэффициента теплоотдачи на удельный расход топлива.

Практически значимый диапазон изменения $\text{Mbr} = 5 - 100$. Практически значимый диапазон изменения $\text{Sv} = 20 - 200$. Редко, в самых лучших печах, Sv превышает 1000. Число Свинолобова имеет важнейшее значение в сопряженных задачах теплообмена. Это связано с тем, что все его составляющие имеют однонаправленное действие: повышение величины α – фактора интенсификации теплообмена, а также снижение $K_{\text{п}}$ или ω – факторов безвозвратных тепловых потерь – приводит к повышению Sv и сокращению расхода топлива. Та-

ким образом, на любой печи надо стремиться к увеличению Sv , а также через это число удобно сравнивать между собой печи самых разных конструкций.

Если из (2) выразить температуру дыма

$$t_d = \frac{Mbr \cdot t_{\text{кал}}^{\text{max}} + t_{\text{окр}} + Sv \cdot t_m}{Mbr + 1 + Sv}$$

и поставить в выражение для плотности теплового потока на металл – $q = (\alpha/m) \cdot (t_d - t_m)$, то тепловой поток можно записать в следующей формальной зависимости

$$q = \alpha_\beta \cdot (t_\beta - t_m), \quad (3)$$

где
$$\alpha_\beta = \frac{\alpha}{m} \cdot \frac{Mbr + 1}{Mbr + 1 + Sv} \quad \text{и} \quad t_\beta = \frac{Mbr \cdot t_{\text{кал}}^{\text{max}} + t_{\text{окр}}}{Mbr + 1} - \quad (4)$$

расчетные коэффициент теплоотдачи [α_β , Вт/(м²·К)] и температура дыма [t_β , °С].

Таким образом, задача нагрева тел при постоянной мощности и переменной температуре дыма сводится к эквивалентной задаче нагрева при $\alpha_\beta = \text{const}$ и $t_\beta = \text{const}$. Важнейшим следствием является возможность определения среднего теплового потока за весь период нагрева – $q_{\text{ср}}$ – по формуле среднелогарифмического усреднения начального – $q_0 = \alpha_\beta \cdot (t_\beta - t_{m0})$ – и конечного потоков – $q_k = \alpha_\beta \cdot (t_\beta - t_{mk})$, которые находятся через известные начальную (t_{m0}) и конечную (t_{mk}) температуры тела

$$q_{\text{ср}} = \frac{q_0 - q_k}{\ln \frac{q_0}{q_k}} = \frac{\alpha_\beta \cdot (t_{mk} - t_{m0})}{\ln \frac{t_\beta - t_{m0}}{t_\beta - t_{mk}}}. \quad (5)$$

Соответственно, может быть найден удельный расход теплоты

$$b = \frac{M_0}{P} = \frac{M_0 \cdot C_m \cdot (t_{mk} - t_{m0})}{q_{\text{ср}} \cdot F_m}, \quad (6)$$

где $P = q_{\text{ср}} \cdot F_m / [C_m \cdot (t_{mk} - t_{m0})]$ – производительность печи, кг/с; C_m – удельная теплоемкость тела, Дж/(кг·К).

Для обобщения результатов последующего анализа целесообразно представить удельный расход теплоты (6) в безразмерном виде

$$\text{Bud} = \frac{b}{C_m \cdot t_{\text{кал}}^{\text{max}}}. \quad (7)$$

Общее аналитическое выражение для определения Bud можно получить, подставив в (6) средний тепловой поток (5) с учетом выражений (4)

$$\text{Bud} = \frac{\text{Mbr} \cdot (\text{Mbr} + 1 + \text{Sv})}{\text{Sv} \cdot (\text{Mbr} + 1)} \cdot \ln \frac{\text{Mbr} \cdot (1 - \Theta_{\text{M0}}) - \Theta_{\text{M0}}}{\text{Mbr} \cdot (1 - \Theta_{\text{MK}}) - \Theta_{\text{MK}}}, \quad (8)$$

где $\Theta_{\text{M0}} = \frac{t_{\text{M0}} - t_{\text{окр}}}{t_{\text{кал}}^{\text{max}} - t_{\text{окр}}}$ и $\Theta_{\text{MK}} = \frac{t_{\text{MK}} - t_{\text{окр}}}{t_{\text{кал}}^{\text{max}} - t_{\text{окр}}}$ – соответственно, относи-

тельная среднемассовая температура металла в начале и в конце нагрева.

Это решение (8) возможно при $\text{Sv} \neq 0$. Оптимальное значение тепловой мощности – Mbr, соответствующее минимальному удельному расходу топлива можно найти из равенства нулю первой производной от Bud по Mbr

$$\ln \frac{\text{Mbr} \cdot (1 - \Theta_{\text{M0}}) - \Theta_{\text{M0}}}{\text{Mbr} \cdot (1 - \Theta_{\text{MK}}) - \Theta_{\text{MK}}} \cdot \frac{(\text{Mbr} + 1)^2 + \text{Sv}}{\text{Mbr} + 1} - \frac{\text{Mbr} \cdot (\text{Mbr} + 1 + \text{Sv}) \cdot (\Theta_{\text{MK}} - \Theta_{\text{M0}})}{[\text{Mbr} \cdot (1 - \Theta_{\text{M0}}) - \Theta_{\text{M0}}] \cdot [\text{Mbr} \cdot (1 - \Theta_{\text{MK}}) - \Theta_{\text{MK}}]} = 0. \quad (9)$$

Нелинейное уравнение (9) достаточно легко решается относительно Mbr любым численным методом (метод простой итерации, метод линейной интерполяции и др.). За нулевое приближение можно взять любое значение $\text{Mbr}_{(0)}$ из практического диапазона $\text{Mbr} = 5 - 100$, например, $\text{Mbr}_{(0)} = 10$.

Следует отметить, что Mbr, Sv, Θ_{M0} и Θ_{MK} влияют и на производительность печи P, которую можно представить в безразмерном виде

$$\text{Pr o} = \frac{P \cdot C_{\text{M}}}{K_{\text{п}} \cdot \omega \cdot F_{\text{M}}}. \quad (10)$$

Существует простая связь между Pro и Bud

$$\text{Pr o} = \frac{\text{Mbr}}{\text{Bud}}, \quad (11)$$

откуда можно получить общее аналитическое выражение для определения безразмерной производительности Pro:

$$\text{Pr o} = \frac{\text{Sv} \cdot (\text{Mbr} + 1)}{\text{Mbr} + 1 + \text{Sv}} \cdot \frac{1}{\ln \frac{\text{Mbr} \cdot (1 - \Theta_{\text{M0}}) - \Theta_{\text{M0}}}{\text{Mbr} \cdot (1 - \Theta_{\text{MK}}) - \Theta_{\text{MK}}}}. \quad (12)$$

Анализ теплоиспользования в камерной печи

Полученные решения (8) и (12) позволяют анализировать влияние критериев Mbr , Sv , Θ_{m0} и Θ_{mk} на экономичность работы и производительность печи.

Примем в дальнейшем, что $\Theta_{m0} = 0$ (холодный посад металла).

На рис. 1 и в таблице 1 представлены данные по оптимальным значениям критерия тепловой мощности – Mbr_{opt} – в зависимости от температуры тела в конце нагрева – Θ_{mk} – и числа Свинолобова – Sv . Число Свинолобова, соответствующее оптимальной тепловой мощности, удобнее именовать критическим – $Sv_{кр}$.

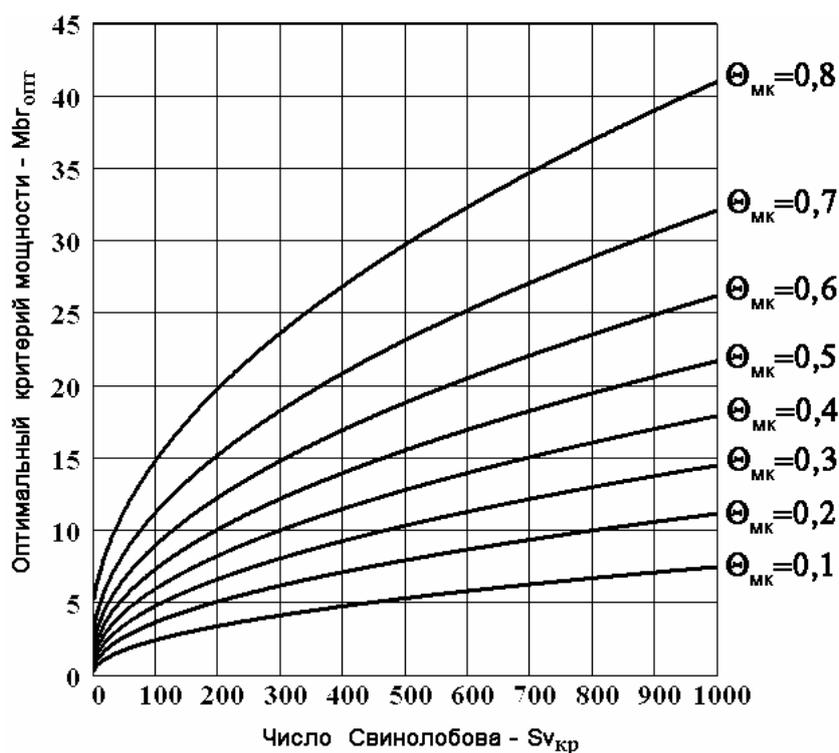


Рис. 1. Зависимость оптимального значения тепловой мощности (Mbr_{opt}) от интенсивности теплообмена ($Sv_{кр}$) и температуры нагрева тела (Θ_{mk}) при $\Theta_{m0} = 0$

Таблица 1

Оптимальные значения критерия тепловой мощности Mbr_{opt} при различных значениях Θ_{mk} и $Sv_{кр}$

$Sv_{кр}$	$\Theta_{mk} = 0,1$	$\Theta_{mk} = 0,2$	$\Theta_{mk} = 0,3$	$\Theta_{mk} = 0,4$	$\Theta_{mk} = 0,5$	$\Theta_{mk} = 0,6$	$\Theta_{mk} = 0,7$	$\Theta_{mk} = 0,8$
10	0,852	1,328	1,796	2,315	2,941	3,765	4,989	7,192
20	1,147	1,763	2,357	2,999	3,755	4,724	6,118	8,530
50	1,745	2,648	3,498	4,398	5,430	6,717	8,501	11,440
100	2,425	3,656	4,800	5,997	7,352	9,013	11,268	14,872
200	3,390	5,088	6,652	8,272	10,089	12,289	15,229	19,822
500	5,310	7,935	10,335	12,800	15,540	18,822	23,145	29,750
1000	7,475	11,148	14,490	17,912	21,695	26,203	32,094	40,995

Из рис. 1 видно, что зависимость мощности от числа Sv имеет параболический характер. Наиболее резко мощность изменяется при малой интенсивности теплообмена и высокой температуре конца нагрева. Значения мощности при $\Theta_{mk} > 0,8$ не имеют практического значения и на графике не представлены.

На рис. 2 приведена зависимость минимально возможного значения удельного расхода теплоты от критического числа $Sv_{кр}$ при различной температуре конца нагрева, из которой видно, что при малой температуре нагрева тел ($\Theta_{mk} = 0,1 - 0,45$) и при обычных для практики $Sv > 50$ минимальный удельный расход теплоты мало зависит от интенсивности теплоотдачи. Интересно, что с возрастанием температуры нагрева тел в 8 раз (с 0,1 до 0,8) удельный расход теплоты возрастает в 18 – 20 раз в практически важном диапазоне $Sv = 50 - 200$.

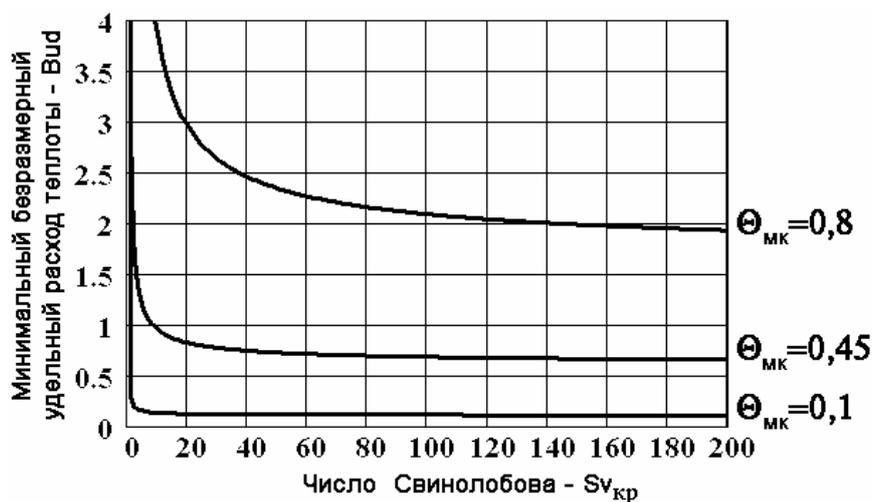


Рис. 2. Зависимость минимального удельного расхода теплоты от критического числа Свинолобова и температуры нагрева тела (Θ_{mk})

На рис. 3 приведена зависимость производительности печи от числа $Sv_{кр}$ в оптимальных по топливоиспользованию режимах нагрева. Максимальная производительность получается при низкой температуре нагрева тел.

Анализируя данные рис. 2 и 3, можно сделать вывод, что один из самых действенных факторов снижения удельного расхода теплоты и повышения производительности печи — это уменьшение относительной температуры нагрева тел — $\Theta_{mk} = (t_{mk} - t_{окр}) / (t_{кал}^{max} - t_{окр})$. Этого можно добиться, например, за счет увеличения температуры подогрева воздуха и, следовательно, калориметрической температуры $t_{кал}^{max}$. В отдельных условиях возможно снизить и непосредственно t_{mk} .

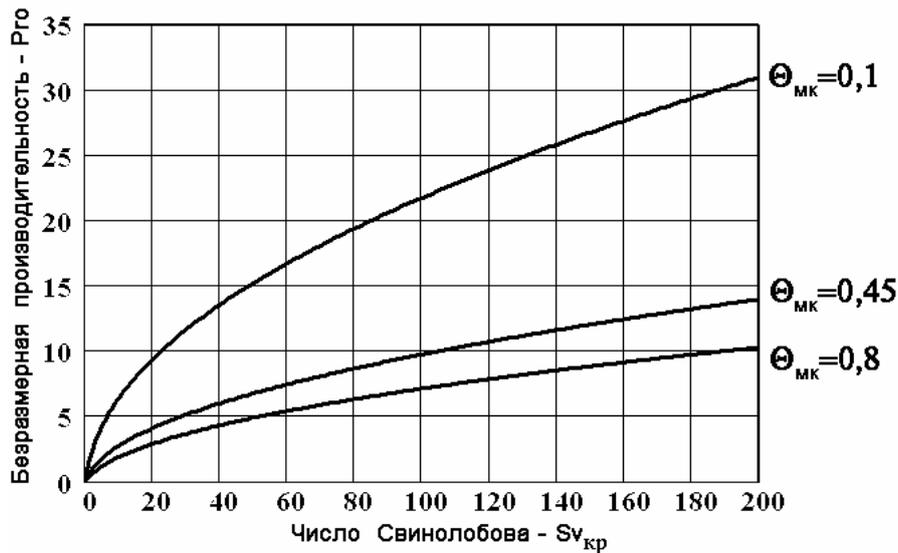


Рис. 3. Зависимость производительности печи, соответствующей минимальному удельному расходу теплоты, от критического числа Свинолобова ($Sv_{кр}$) и относительной температуры нагрева тела ($\Theta_{МК}$)

С использованием аналитического решения (8) на рис. 4 проанализировано влияние тепловой мощности печи на удельный расход теплоты при различных значениях числа Sv и различной температуре нагрева тел. Увеличение тепловой мощности в области малых значений мощности приводит к резкому сокращению удельного расхода топлива, но при достижении мощности, соответствующей критическому значению числа Свинолобова ($Sv_{кр}$), дальнейшее увеличение мощности играет негативную роль. Критические значения чисел Свинолобова соответствуют данным, приведенным в табл. 1 и рис. 1.

Из рис. 4 следует отметить, что чем выше значение Sv (т.е. чем выше интенсивность теплообмена – α – и ниже коэффициент теплопередачи через кладку печи – $K_{п}$), тем меньше негативная роль увеличения тепловой мощности при ее высоких значениях. Так, при $Sv > 200$ негативная роль тепловой мощности сводится к нулю. Таким образом, основные требования, которые выдвигаются к печи, работающей с минимальным расходом топлива, сводятся к увеличению коэффициента теплоотдачи и снижению коэффициента теплопередачи кладки печи. В этом случае при любой тепловой мощности печь будет работать с малым удельным расходом теплоты.

Одновременно с удельным расходом теплоты критерий мощности $M_{гр}$ и число Свинолобова Sv влияют и на производительность печи. Аналитическое решение для производительности приведено ранее (12). С его помощью на рис. 5 проанализировано влияние на про-

изводительность – Pro – тепловой мощности печи – Mbr – при различных значениях числа Sv и различной температуре нагрева тел.

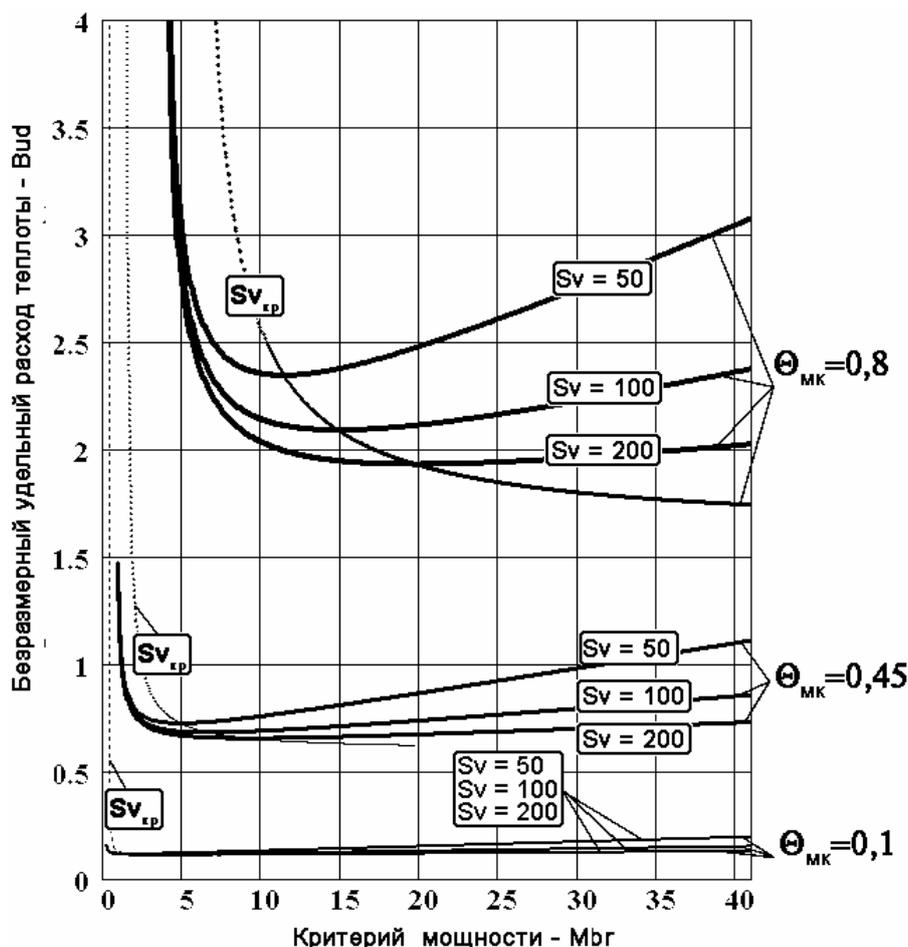


Рис. 4. Зависимость удельного расхода теплоты от критерия мощности, температуры нагрева тела и числа Свинолобова

Из рис. 5 видно, что с увеличением мощности производительность увеличивается по слабопараболической зависимости. Чем выше интенсивность теплообмена, т.е. чем выше число Sv, тем ближе к линейной будет зависимость производительности от мощности печи. Можно отметить, что изменение интенсивности теплообмена (т.е. Sv) довольно сильно влияет на производительность печи при средних температурах нагрева тел.

Графическая зависимость удельного расхода теплоты – Bud – от производительности печи – Pro – при разных значениях числа Свинолобова Sv и при различной температуре нагрева тела – Θ_{mk} – приведена на рис. 6. Интересно то, что эта зависимость является универсальной для любой печи и формально на ней не отражается тепловая мощность Mbr. Реально мощность присутствует при определении удельного расхода теплоты и производительности печи.

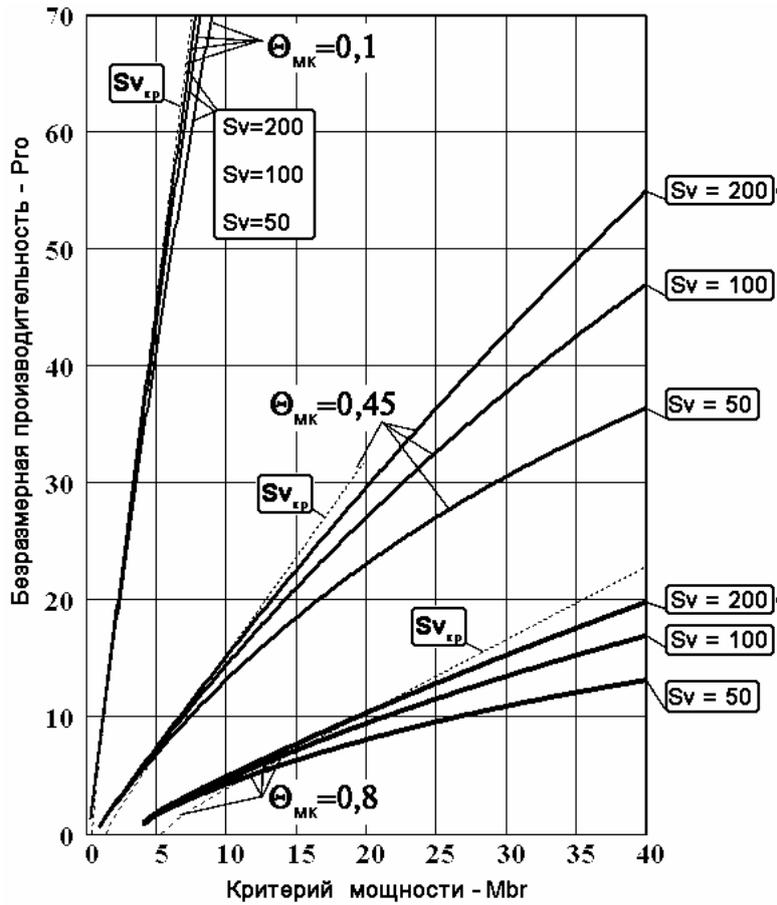


Рис. 5. Зависимость производительности печи от критерия мощности (Mbr) при различной относительной температуре нагрева тела (Θ_{MK}) и при различных числах Свинолобова (Sv)

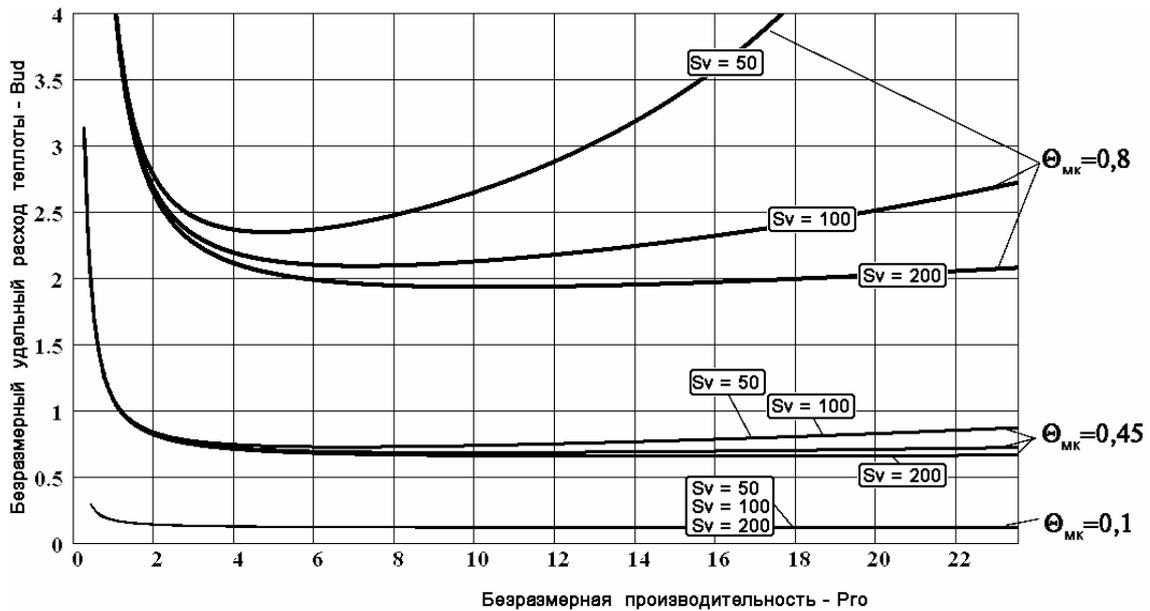


Рис. 6. Зависимость удельного расхода теплоты от безразмерной производительности печи (Pro) при различной относительной температуре нагрева тела (Θ_{MK}) и различных числах Свинолобова (Sv)

В данной работе обнаружено, что влияние коэффициента теплоотдачи (т.е. Sv) на вид зависимости $Bud = f(Pro)$ существенно отличается от влияния удельных тепловых потерь, формально входящих в число Свинолобова. Так, с уменьшением тепловых потерь (Sv возрастает) оптимальная производительность, соответствующая минимальному удельному расходу теплоты, падает, а при тепловых потерях, равных нулю, понятие оптимальной производительности отсутствует [3]. Как показывает анализ теоретических решений (8) и (12), с увеличением коэффициента теплоотдачи (Sv возрастает) оптимальная производительность не только не падает, но и резко увеличивается. А понятие оптимальной производительности присутствует всегда, даже при $Sv = \infty$.

Пример расчета

В качестве примера возьмем исходные данные, приведенные в [1]. Рассмотрим нагрев слитков радиусом $R = 0,384$ м от начальной среднемассовой температуры $t_{м0} = 0$ °С до конечной $t_{мк} = 1225$ °С. Удельная теплоемкость $C_m = 700$ Дж/(кг·К), плотность $\rho = 7800$ кг/м³, коэффициент теплопроводности $\lambda = 45$ Вт/(м·К); коэффициент теплоотдачи $\alpha = 406$ Вт/(м²·К); температура окружающей среды $t_{окр} = 0$ °С; коэффициент теплопередачи $K_{пл} = 2$ Вт/(м²·К); площадь кладки $F_{кл} = 66$ м²; площадь поверхности слитков $F_{мс} = 70,8$ м². Подогрев компонентов горения осуществляется в рекуператоре. Принимаем $t_{кал}^{max} = 2800$ °С. Среднюю мощность печи за время нагрева определим из того известного на практике факта, что для нагревательных колодцев удельная тепловая мощность, приходящаяся на 1 м² нагреваемой поверхности слитков, составляет около $M_{уд} = 100$ кВт/м². Тогда мощность $M_0 = M_{уд} \cdot F_m = 100 \cdot 70,8 = 7,08$ МВт.

Требуется определить производительность печи и удельный расход теплоты на нагрев металла. Результаты сравнить с мощностью и производительностью печи, при которых достигается минимальный удельный расход теплоты.

Решение.

1. Безразмерные температуры

$$\Theta_{м0} = \frac{t_{м0} - t_{окр}}{t_{кал}^{max} - t_{окр}} = 0 \text{ и } \Theta_{мк} = \frac{t_{мк} - t_{окр}}{t_{кал}^{max} - t_{окр}} = \frac{1225 - 0}{2800 - 0} = 0,438.$$

2. Коэффициент массивности (для цилиндра $k_1 = 2, k_2 = 2, k_3 = 2$)

$$m = 1 + Bi \cdot \frac{k_3 - 1}{k_2 \cdot k_3} = 1 + \frac{\alpha \cdot R}{\lambda} \cdot \frac{k_3 - 1}{k_2 \cdot k_3} = 1 + \frac{406 \cdot 0,384}{45} \cdot \frac{2 - 1}{2 \cdot 2} = 1,866.$$

3. Степень развития футеровки

$$\omega = F_{\text{кл}} / F_{\text{ме}} = 66 / 70,8 = 0,932.$$

4. Число Свинолобова

$$Sv = \frac{\alpha}{m \cdot K_{\text{п}} \cdot \omega} = \frac{406}{1,866 \cdot 2 \cdot 0,932} = 116,7.$$

5. Критерий мощности

$$Mbr = \frac{M_0}{F_{\text{м}} \cdot K_{\text{п}} \cdot \omega \cdot t_{\text{кал}}^{\text{max}}} = \frac{7,08 \cdot 10^6}{70,8 \cdot 2 \cdot 0,932 \cdot 2800} = 19,156$$

6. Безразмерный удельный расход теплоты

$$Bud = \frac{Mbr \cdot (Mbr + 1 + Sv)}{Sv \cdot (Mbr + 1)} \cdot \ln \frac{Mbr \cdot (1 - \Theta_{\text{м0}}) - \Theta_{\text{м0}}}{Mbr \cdot (1 - \Theta_{\text{мк}}) - \Theta_{\text{мк}}} =$$

$$= \frac{19,156 \cdot (19,156 + 1 + 116,7)}{116,7 \cdot (19,156 + 1)} \cdot \ln \frac{19,156 \cdot (1 - 0) - 0}{19,156 \cdot (1 - 0,438) - 0,438} = 0,68747$$

7. Удельный расход теплоты

$$b = Bud \cdot C_{\text{м}} \cdot t_{\text{кал}}^{\text{max}} = 0,68747 \cdot 700 \cdot 2800 = 1347,4 \text{ кДж/кг.}$$

8. Безразмерная производительность печи

$$Pro = \frac{Mbr}{Bud} = \frac{19,156}{0,68747} = 27,864.$$

9. Производительность печи

$$P = \frac{Pro \cdot K_{\text{п}} \cdot \omega \cdot F_{\text{м}}}{C_{\text{м}}} = \frac{27,864 \cdot 2 \cdot 0,932 \cdot 70,8}{700} = 5,254 \text{ кг/с} = 18,9 \text{ т/ч.}$$

10. Время нагрева

$$\tau = \frac{R \cdot \rho \cdot F_{\text{м}}}{k_1 \cdot P} = \frac{0,384 \cdot 7800 \cdot 70,8}{2 \cdot 5,254} = 20179 \text{ с} = 5,6 \text{ час.}$$

11. Критерий мощности, соответствующий минимальному расходу теплоты, определяется при $Sv_{\text{кр}} = 116,7$ и $\Theta_{\text{мк}} = 0,438$ по табл. 1 и рис. 1 или из решения трансцендентного уравнения (9). Для более точного определения воспользуемся численным методом. В качестве нулевого приближения можно принять $Mbr_{(0)} = Mbr = 19,156$. В результате решения уравнения (9) методом простой итерации получим оптимальное значение критерия мощности:

$$Mbr_{\text{опт}} = 6,951.$$

12. Минимальный удельный расход теплоты

$$\text{Bud}_{\min} = \frac{\text{Mbr}_{\text{опт}} \cdot (\text{Mbr}_{\text{опт}} + 1 + \text{Sv}_{\text{кр}})}{\text{Sv}_{\text{кр}} \cdot (\text{Mbr}_{\text{опт}} + 1)} \cdot \ln \frac{\text{Mbr}_{\text{опт}} \cdot (1 - \Theta_{\text{м0}}) - \Theta_{\text{м0}}}{\text{Mbr}_{\text{опт}} \cdot (1 - \Theta_{\text{МК}}) - \Theta_{\text{МК}}} =$$

$$= \frac{6,951 \cdot (6,951 + 1 + 116,7)}{116,7 \cdot (6,951 + 1)} \cdot \ln \frac{6,951 \cdot (1 - 0) - 0}{6,951 \cdot (1 - 0,438) - 0,438} = 0,64808.$$

13. Минимальный удельный расход теплоты

$$b_{\min} = \text{Bud}_{\min} \cdot C_{\text{м}} \cdot t_{\text{кал}}^{\max} = 0,64808 \cdot 700 \cdot 2800 = 1270,2 \text{ кДж/кг}.$$

14. Безразмерная производительность печи, соответствующая минимальному удельному расходу теплоты

$$\text{Pr o}_{\text{опт}} = \frac{\text{Mbr}_{\text{опт}}}{\text{Bud}_{\min}} = \frac{6,951}{0,64808} = 10,751.$$

15. Производительность печи, соответствующая минимальному удельному расходу теплоты

$$P_{\text{опт}} = \frac{\text{Pr o}_{\text{опт}} \cdot K_{\text{п}} \cdot \omega \cdot F_{\text{м}}}{C_{\text{м}}} = \frac{10,751 \cdot 2 \cdot 0,932 \cdot 70,8}{700} = 2,023 \text{ кг/с} = 7,3 \text{ т/ч}.$$

16. Время нагрева, соответствующее минимальному удельному расходу теплоты

$$\tau_{\text{опт}} = \frac{R \cdot \rho \cdot F_{\text{м}}}{k_1 \cdot P_{\text{опт}}} = \frac{0,384 \cdot 7800 \cdot 70,8}{2 \cdot 2,023} = 52425 \text{ с} = 14,6 \text{ час}.$$

17. Тепловая мощность, соответствующая минимальному удельному расходу теплоты

$$M_{0,\text{опт}} = \text{Mbr}_{\text{опт}} \cdot F_{\text{м}} \cdot K_{\text{п}} \cdot \omega \cdot t_{\text{кал}}^{\max} = 6,951 \cdot 70,8 \cdot 2 \cdot 0,932 \cdot 2800 = 2,57 \text{ МВт},$$

что соответствует удельной мощности

$$M_{\text{уд}} = M_{0,\text{опт}} / F_{\text{м}} = 2570 / 70,8 = 36,3 \text{ кВт/м}^2.$$

18. Отношения заданных параметров печи к оптимальным параметрам:

- производительность печи: $P / P_{\text{опт}} = 18,9 / 7,3 = 2,6$ раза;
- время нагрева: $\tau / \tau_{\text{опт}} = 5,6 / 14,6 = 0,38$ раза;
- тепловая мощность печи: $M_0 / M_{0,\text{опт}} = 7,08 / 2,57 = 2,8$ раза;
- удельный расход теплоты: $b / b_{\min} = 1347,4 / 1270,2 = 1,06$ раза.

Выводы

1. Показано, что удельный расход топлива имеет экстремальный характер в зависимости от тепловой мощности. При малой мощности ее увеличение приводит к сокращению удельного расхода топлива. Превышение мощности, соответствующей критическому значению числа Свинолобова (Sv), ухудшает показатели теплоиспользования. Негативное влияние увеличения тепловой мощности исчезает при $Sv > 200$. Таким образом, основным фактором снижения расхода топлива при фиксированных температурных показателях является увеличение коэффициента теплоотдачи, пропорциональное увеличению Sv .

2. Максимальная производительность печи и минимальный удельный расход теплоты получаются при низкой относительной температуре нагрева тел. Уменьшение относительной температуры нагрева тел – Θ_{mk} – возможно за счет увеличения калориметрической температуры.

3. Обнаружено, что оптимальная производительность печи, соответствующая минимальному удельному расходу теплоты, при интенсификации теплообмена резко увеличивается. Этот факт отличается от известного в литературе влияния тепловых потерь на характеристику печи, когда снижение тепловых потерь приводит к снижению оптимальной производительности печи.

Список литературы

1. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах: Учебное пособие для вузов / Ю.И. Розенгарт, Б.Б. Потапов, В.М. Ольшанский, А.В. Бородулин. – Киев; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 296 с.
2. Расчеты нагревательных печей / Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф. и др. / Под ред. Тайца Н.Ю. – К.: Техника, 1969. – 540 с.
3. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Теоретические основы металлургической теплотехники: Учебное пособие для вузов. – Днепропетровск: Пороги, 2003. – 226 с.

Рукопись поступила 21.03.2007 г.

Форись С.Н. – ассистент, НМетАУ

Федоров С.С. – канд. техн. наук, ассистент, НМетАУ

Федоров О.Г. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

РАЗРАБОТКА И РЕАЛИЗАЦИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ШАХТНЫХ ИЗВЕСТКОВО-ОБЖИГОВЫХ ПЕЧЕЙ

Разработана математическая модель движения газов в слое с учетом диффузионного переноса вещества в шахтных известково-обжиговых печах на газообразном топливе. Выполнена проверка адекватности модели. Исследовано влияние перераспределения топлива между горелками на величину химического недожога. Разработаны оптимальные режимы работы шахтной известково-обжиговой печи, обеспечивающие минимальную величину химического недожога.

Введение

Для отопления шахтных известково-обжиговых печей в Украине широко применяется природный газ, доля которого в себестоимости готового продукта равна $50 \div 65$ %. Удельный расход условного топлива, при этом, составляет $140 \div 150$ кг у.т. на 1 т извести.

Одним из факторов, определяющих энергоемкость производства извести в шахтных печах, является неудовлетворительное качество сжигания газа [1]. Это связано с отдельной подачей топлива и окислителя в слой кускового материала, поскольку с одной стороны необходимо охлаждать готовый продукт холодным воздухом, а с другой – не допускать перегрева газовых фурм.

В этой связи, разработка рациональных режимов работы известково-обжиговых печей, обеспечивающих снижение удельных затрат топлива при производстве извести заданного качества, имеет большое практическое значение.

Анализ существующей информации

В работах [2, 3] при изучении закономерностей движения газов в шахтных печах основное внимание уделялось процессам переноса вещества на макроуровне. Первоочередной задачей являлось обеспечение равномерного распределения потока газов по сечению шахты печи. Вопросы смесеобразования, при этом, оставались на втором плане. Как известно, высота зоны двумерного течения при боковом подводе газового потока находится в пределах $0,5 \div 1,2$ м от уровня

его подачи [2,3]. В то же время по многочисленным практическим данным зона горения газообразного топлива в условиях шахтных известково-обжиговых печей намного больше [4], что свидетельствует о влиянии на процесс горения диффузионного механизма переноса вещества. Таким образом, в численных исследованиях работы шахтных печей необходимо учитывать перенос вещества как на макро- так и микроуровне. Последний вывод согласуется с данными работ [5 – 7].

Цели и задачи исследований

В этой связи, целью данной работы являлось: разработка математической модели движения газов в плотном слое кускового материала с учетом диффузии вещества; оценка адекватности математической модели по отношению к действующей печи № 2 известково-обжигового цеха ОАО «Алчевский металлургический комбинат» (ОАО «АМК»); определение эффективного режима работы данной печи.

Разработка методики исследований

При моделировании движения газов в слое был сделан ряд допущений:

- течение газов потенциальное (безвихревое) [2, 3];
- газовые потоки изотермические [2, 3];
- движение газов происходит в двух измерениях: по высоте и по радиусу;
- шахта печи имеет цилиндрическую форму.
- структура слоя постоянная по высоте и радиусу.

С учетом указанных допущений математическая формулировка задачи может быть представлена в следующем виде:

1) дифференциальное уравнение потенциального движения изотермического потока с учетом источников массы в цилиндрической системе координат имеет вид:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \varphi(r, h)}{\partial r} + \frac{\partial^2 \varphi(r, h)}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \varphi(r, h)}{\partial h^2} = \frac{V_{\text{ист}}(r, h)}{dV}, \quad (1)$$

где $\varphi(r, h)$ – потенциал скорости, м²/с; r – текущий радиус печи, м; h – текущая высота печи, м; $V_{\text{ист}}(r, h)$ – мощность источников вещества в элементарных объемах печи, связанных с эмиссией диоксида углерода CO₂ при обжиге, м³/с; dV – элементарный объем, м³.

Связь потенциала и скорости потока выражается следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} v_r &= \frac{\partial \varphi}{\partial r}, \text{ м/с,} \\ v_h &= \frac{\partial \varphi}{\partial h}, \text{ м/с,} \end{aligned} \quad (2)$$

где v_r – радиальная составляющая вектора скорости, м/с; v_h – вертикальная составляющая вектора скорости, м/с.

Граничные условиями для решения уравнения (1) являются:

- значение потенциала в нижней границе слоя, где подводится воздух

$$\varphi_H = 1; \quad (3)$$

- значение потенциала в верхней границе слоя, где отводятся газы

$$\varphi_B = 0; \quad (4)$$

- условие непроницаемости для боковых стен и на оси печи

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0; \quad (5)$$

- градиент потенциала на срезе верхней боковой горелки при условиях (3), (4)

$$\frac{\partial \varphi}{\partial r} = m \cdot v_{\text{бок}}^{\text{верх}}, \quad (6)$$

где m – масштаб скорости; $v_{\text{бок}}^{\text{верх}}$ – скорость истечения газа из боковой горелки верхнего яруса, м/с;

- градиент потенциала на срезе нижней боковой горелки при условиях (3), (4)

$$\frac{\partial \varphi}{\partial r} = m \cdot v_{\text{бок}}^{\text{низ}}, \quad (7)$$

где $v_{\text{бок}}^{\text{низ}}$ – скорость истечения газа из боковой горелки нижнего яруса, м/с;

- градиент потенциала на срезе центральной горелки при условиях (3), (4)

$$\frac{\partial \varphi}{\partial r} = m \cdot v_{\text{цен}}, \quad (8)$$

где $v_{\text{цен}}$ – скорость истечения газа из центральной горелки, м/с.

Наличие масштаба скорости m обусловлено однозначным заданием значений потенциала внизу (3) и вверху слоя (4). При этом, масштаб скорости определяется по формуле:

$$m = \frac{1}{v_{\text{см}}} \cdot \left(\frac{\partial \varphi}{\partial h} \right)_{h=H_{\text{печи}}}, \quad (9)$$

где $v_{\text{см}}$ – скорость смеси на выходе из печи, м/с; $\left(\frac{\partial \varphi}{\partial h} \right)_{h=H_{\text{печи}}}$ –

градиент потенциала в нижней части слоя, м/с.

$$\text{В первом приближении } \left(\frac{\partial \varphi}{\partial h} \right)_{h=H_{\text{печи}}} = \frac{\varphi_H - \varphi_B}{H_{\text{печи}}}.$$

2) Дифференциальное уравнение диффузионного переноса вещества:

$$v_r(h,r) \cdot \frac{\partial C(h,r)}{\partial r} + v_h(h,r) \cdot \frac{\partial C(h,r)}{\partial h} =$$

$$= D_r(h,r) \cdot \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial C(h,r)}{\partial r} + \frac{\partial^2 C(h,r)}{\partial r^2} \right) + D_h(h,r) \cdot \frac{\partial^2 C(h,r)}{\partial h^2} + g_c(h,r), \quad (10)$$

где $C(h,r)$ – концентрация вещества, диффундирующего в слое; $v_r(h,r)$ – радиальная составляющая скорости потока, м/с; $v_h(h,r)$ – продольная составляющая скорости потока, м/с; D_r – радиальный коэффициент диффузии вещества в слое, м²/с; D_h – продольный коэффициент диффузии вещества в слое, м²/с; $g_c(h,r)$ – интенсивность выделения (поглощения) данного вещества в единице объема слоя, связанная с протеканием химических реакций, с⁻¹.

Граничные условиями для решения уравнения (10) являются:

- известные значения концентраций вещества на нижней границе слоя, в месте подвода воздуха;
- известные значения концентраций вещества в местах подвода топлива (область боковых и центральной горелок);
- распределение источников вещества (СО₂) в слое;
- условие непроницаемости для боковых стен и на оси печи:

$$\frac{\partial C}{\partial n} = 0. \quad (11)$$

В математической модели также учитывается горение газа в слое. Принято, что граница зоны горения соответствует уровню, на котором температура смеси горючих компонентов и окислителя становится меньше 650 °С [8]. По данным [4] это соответствует расстоянию 10 ÷ 12 м от уровня размещения центральной горелки. В расчетах сделано допущение, что реакция горения идет до конца и скорость ее протекания «бесконечна».

Задача движения газа в слое (1) – (9) и диффузии вещества (10) – (11) решалась методом конечных разностей с использованием 7-точечной схемы в языке Visual Basic. На первом этапе рассчитывались значения потенциалов в узловых точках. Затем производился расчет абсолютных значений скоростей потока. Далее решалась задача диффузии. Расчет значений коэффициентов диффузии проводили на основе рекомендаций работ [6, 9].

Оценку качества смесеобразования проводили по составу газов на выходе из печи и величине химического недожога топлива.

Адекватность разработанной математической модели проверялась применительно к условиям работы шахтной печи № 2 известково-обжигового цеха ОАО «АМК» (табл. 1). При этом, исследовалась работа печи в различных режимах.

Таблица 1

*Техническая характеристика шахтной известково-обжиговой
печи № 2 ОАО «АМК»*

Показатель	Значение
Высота печи	18 м
Диаметр печи	4,3 м
Уровень расположения центральной горелки	2 м
Уровень расположения нижнего яруса боковых горелок	4 м
Уровень расположения верхнего яруса боковых горелок	6 м
Количество горелок в каждом ярусе	12 шт.
Номинальная производительность печи	200 т/сут.
Расход природного газа	1000÷1100 тыс. м ³ /ч
Размер фракции известняка	50÷100 мм

Режимы работы печи задавались путем изменения расходов газа на центральную и боковые горелки, воздуха, а также расхода рециркулята на центральную горелку. При измерениях фиксировались такие параметры как расход топлива на верхний, нижний ярус боковых и центральную горелку, расход рециркулята на центральную горелку, состав продуктов сгорания на выходе из печи, производительность печи по извести, качество готового продукта. Анализ продуктов сгорания проводился в теплотехнической лаборатории завода при помощи газоанализатора «ОРСА». Расход воздуха определялся по известному составу природного газа и продуктов сгорания [10].

Анализ полученных результатов

Результаты испытаний работающей печи и расчетно-теоретических исследований представлены в таблице 2.

Анализ работы печи показал наличие значительного недожога топлива (табл. 2). В исследованных режимах наименьший недожог соответствует режимам работы с наибольшей подачей воздуха 14000÷16000 м³/ч ($\alpha = 1,33 \div 1,58$). Аналогичные динамика имеет место по результатам математического моделирования (табл. 2). Показателем недожога в данном случае является наличие в продуктах сгорания метана СН₄.

Отсутствие окиси углерода СО и водорода Н₂ связано с упрощенной методикой расчета горения топлива. На основании полученных результатов (табл. 2), качественное описание математической моделью реальных физических процессов в печи смесеобразования и горения топлива можно считать удовлетворительным.

Таблица 2

Показатели работы шахтной печи № 2*

№ пп	Производительность печи по извести, т/сут.	Содержание (СаО+MgO) _{общ} в извести, %	Расход природного газа, м ³ /ч				Расход циркулянта, м ³ /ч	Расход воздуха на печь, м ³ /ч	Состав дымовых газов, %						Химический недожог топлива, %
			Общей на печь	На центральную горелку	На нижний ярус боковых горелок	На верхний ярус боковых горелок			CO ₂	O ₂	CO	H ₂	N ₂	CH ₄	
1	181	85,7	1100	600	250	250	8400	23,0	6,1	1,4	0,8	65,0	2,4	1,3	49,32
2								28,45	2,70	0,00	0,00	65,63	3,21	0,01	33,48
1	236	70,5	1000	700	150	150	8900	16,8	5,8	4,8	0,5	70,1	2,0	-	38,76
2								19,00	4,79	0,00	0,00	73,40	2,80	0,01	30,29
1	210	86,7	1100	700	200	200	11950	20,5	6,8	0,2	0,4	70,3	1,6	0,2	27,33
2								22,01	6,15	0,00	0,00	70,12	1,71	0,01	23,42
1	186	87,3	1050	650	200	200	13350	21,5	6,9	0,1	0,4	70,5	0,2	0,4	16,73
2								22,01	7,26	0,00	0,00	69,60	1,13	0,00	18,68
1	192	87,2	1050	630	230	190	15880	19,4	8,9	0,9	0,6	69,7	0,5	-	19,15
2								18,97	8,65	0,00	0,00	71,73	0,65	0,00	12,77
1	198	86,2	1050	650	200	200	14870	19,8	8,8	0,9	0,6	69,20	0,4	0,3	25,57
2								19,54	8,18	0,00	0,00	71,46	0,82	0,00	15,11
1	199	86,8	1080	690	295	95	12120	19,8	6,9	1,2	1,2	69,8	1,1	-	25,45
2								22,08	6,45	0,00	0,00	69,84	1,62	0,01	22,99
1	195	86,5	1050	650	300	100	11925	19,0	6,9	1,8	1,2	70,1	1,0	-	26,32
2								22,95	5,50	0,00	0,00	69,77	1,77	0,01	25,06

* 1 – промышленный эксперимент; 2 – численный эксперимент.

Для значений расхода природного газа на печь $1050 \text{ м}^3/\text{ч}$, расхода воздуха $15000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и расхода рециркулянта $1000 \div 4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ были проведены дополнительные расчетно-теоретические исследования, которые показали целесообразность перераспределения природного газа между центральной и боковыми горелками (рис. 1).

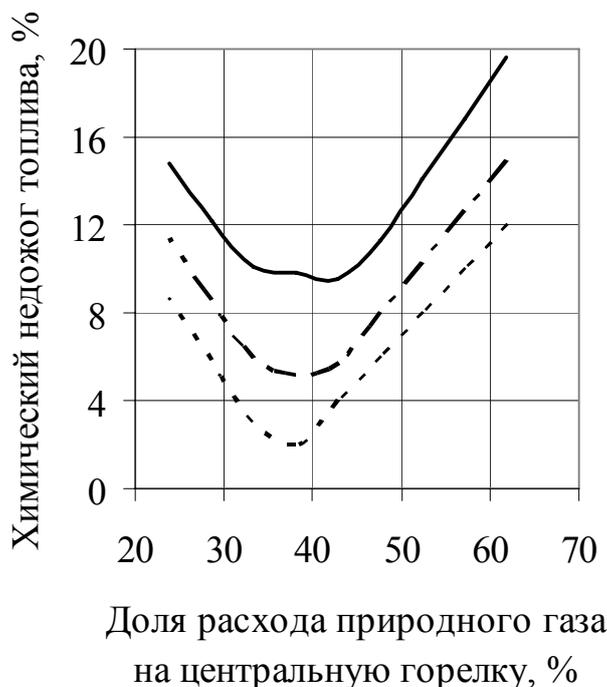


Рис. 1. Влияние перераспределения топлива между центральной и боковыми горелками на величину химического недожога

- Расход рециркулянта $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$
- - - Расход рециркулянта $2500 \text{ м}^3/\text{ч}$
- · - · Расход рециркулянта $4000 \text{ м}^3/\text{ч}$

Согласно полученным результатам, оптимальным с точки зрения качества сжигания топлива является расход природного газа на центральную горелку в количестве $35 \div 40 \%$. Кроме того, существенным фактором, определяющим величину недожога, является расход рециркулянта на центральную горелку, поскольку при содержании кислорода $8 \div 9 \%$ он выступает в качестве окислителя. В результате, с увеличением расхода рециркулянта качество сжигания улучшается.

Ограничением по внедрению оптимального режима на печи является условие устойчивого горения диффузионного факела в слое кускового материала. Результаты реализации на печи режимов работы, близких к расчетному, показали, что показатели качества сжигания

топлива заметно улучшились (табл. 3). Химический недожог снизился до $3 \div 14$ %. При этом, качество извести практически не изменилось.

Таблица 3

Показатели работы шахтной печи № 2 на новых режимах

Показатель	Режим работы печи			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Производительность печи по извести, т/сут.	193	195	191	190
Содержание $(CaO+MgO)_{общ}$ в извести	86,3	87,9	87,5	87,5
Расход природного газа, м ³ /ч:				
на печь	1000	1020	950	910
на центральную горелку	600	520	450	510
на нижний ярус боковых горелок	200	250	250	200
на верхний ярус боковых горелок	200	250	250	200
Расход рециркулята на центральную горелку, м ³ /ч	1100	2484	2450	2168
Расход воздуха на печь, м ³ /ч	16580	16070	16300	16500
Состав дымовых газов, %				
CO ₂	17,7	19,3	19	18,7
O ₂	9,5	8,5	9,1	9,5
CO	1,0	1,0	0,2	0,1
H ₂	0,6	0,6	0,4	0,4
N ₂	71	70,6	71,3	71,3
CH ₄	0,2	-	-	-
C _m H _n	-	-	-	-
Химический недожог топлива, %	14,25	9,97	3,93	3,36

Выводы

Разработана математическая модель движения газов в шахтных печах с учетом диффузии вещества в слое кускового материала. Учет данного фактора позволяет качественно оценивать смесеобразование газообразного топлива и воздуха.

Установлено, что оптимальным с точки зрения качества сжигания газа является расход топлива на центральную горелку в количестве $35 \div 40$ %. При этом, существенным фактором, определяющим величину недожога, является расход рециркулята на центральную горелку, поскольку при содержании кислорода $8 \div 9$ % он выступает в качестве окислителя. В результате, с увеличением расхода рециркулята качество сжигания улучшается.

Сопоставление расчетных данных с показателями работы шахтной известково-обжиговой печи № 2 на ОАО «АМК» показало адекватность предложенной модели.

На основании расчетно-теоретических исследований опробованы новые режимы работы печи № 2 известково-обжигового цеха ОАО «АМК», которые позволили снизить химический недожог топлива до 4 %.

Список литературы

1. Мадисон В.В., Рязанов В.Т., Гордон Я.М. Проблемы и пути повышения эффективности сжигания топлива в шахтных известково-обжиговых печах // *Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ.* – Т. 6. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 89 – 101.
2. Гордон Я.М., Максимов Е.В., Швыдкий В.С. Механика движения материала и газов в шахтных печах. – Алма-Ата, 1989. – 144 с.
3. Движение газов в шахтных известковообжиговых печах / Ю.И. Розенгарт, О.Г. Федоров, Ю.П. Ляшенко и др. // *Изв. вузов. Черная металлургия.* – 1990. – № 6. – С. – 79 – 81.
4. Табунщиков Н.П. Производство извести. – М.: Химия, 1974. – 240 с.
5. Гичев Ю.А. Исследование процессов смесиеобразования и газораспределения в шахтных известково-обжиговых печах // *Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ.* – Т. 7. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 8 – 14.
6. Смесиеобразование в шахтных известковообжиговых печах / Ю.И. Розенгарт, О.Г. Федоров, Ю.П. Ляшенко и др. // *Изв. вузов. Черная металлургия.* – 1990. – № 4 – С. 85 – 88.
7. Добрего К.В., Жданюк С.А. Физика фильтрационного горения газов. – Мн.: Ин-т тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАНБ, 2002. – 203 с.
8. Лавров Н.В., Щурыгин А.П. Введение в теорию горения и газификации топлива. – М.: Изд-во академии наук СССР, 1962. – 215 с.
9. Аэров М.Э., Тодес О.М. гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. – М.: Химия, 1968. – 512 с.
10. Федоров О.Г., Бойко В.Н., Сазонов С.И., Форись С.Н. Методика определения тепло-технологических показателей работы шахтных известково-обжиговых печей по результатам химического анализа уходящих газов // *Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ.* – Днепропетровск: НМетАУ. – 2003. – Т. 9. – С. 10 – 15.

Рукопись поступила 30.03.2007 г.

*Хобта А.С. – главный инженер**

*Лукьянов А.В. – главный сталеплавильщик, нач. мартеновского цеха**

*Боганов О.Н. – мастер газопечного хозяйства мартеновского цеха**

*Черный А.А. – зам. нач. мартеновского цеха по теплоэнергетике**

*Яровой С.Н. – нач. огнеупорной лаборатории ЦЗЛ**

АНАЛИЗ СТОЙКОСТИ СВОДОВЫХ ОГНЕУПОРОВ НА ДВУХВАННЫХ СТАЛЕПЛАВИЛЬНЫХ АГРЕГАТАХ ОАО «АМК»

В статье рассмотрены проблемы стойкости двухванных сталеплавильных агрегатов, проведен анализ факторов, влияющих на стойкость сводовых огнеупоров, и намечены пути стабилизации показателей стойкости.

Постановка задачи

В состав мартеновского цеха ОАО «Алчевский металлургический комбинат» входят: прямоточный сталеплавильный агрегат, две 300-тонные и одна 600-тонная мартеновские печи, два двухванных сталеплавильных агрегата (ДСА-1, ДСА-2). Сталь выплавляют скрап-рудным процессом на жидком чугуна, с продувкой ванны кислородом. Печи отапливаются природным газом, на мартеновских печах – с добавкой мазута.

Одной из острых проблем мартеновского цеха является колебание показателей стойкости главных сводов ДСА. Количество плавов между холодными ремонтами колеблется от 658 до 1171. Своды выполнены из периклазохромитового огнеупора марки LIIIIV (завод изготовитель ООО SLOVMAG). Толщина нового свода составляет 460 мм. Печь останавливается на холодный ремонт при остаточной толщине износившегося свода около 80 – 100 мм.

На износ свода влияет ряд факторов:

- конструктивные параметры свода и соблюдение этих параметров при холодных ремонтах (размеры, угол свода, высота свода над ванной и т.д.);
- свойства огнеупоров (состав и структура);
- механические нагрузки, вызывающие напряжения сжатия и растяжения в огнеупорном кирпиче;

* ОАО «Алчевский металлургический комбинат»

- колебания температур, обусловленные технологическими процессами, вызывающие различные термические напряжения в огнеупоре;
- внутренние напряжения, возникающие в кирпиче вследствие нестабильности его нагрева по профилю свода, неравномерности нагрева внутренней поверхности свода по длине и ширине, а также воздействие реверсирования факела;
- воздействие брызг шлака и металла, а также плавильной пыли и газовой атмосферы рабочего пространства печи, приводящие к изменению химического и физического состава огнеупора;
- применение кислородной продувки.

Эти факторы совместно воздействуют в различных сочетаниях на огнеупорную футеровку, взаимно усиливают друг друга, что приводит к изменениям физико-химических свойств огнеупорного материала, ухудшению эксплуатационных показателей огнеупора и снижению его стойкости. Интенсификация теплового и технологического режимов способствует усилению и ускорению действия вышеуказанных факторов. Поэтому конкретные причины разрушения футеровки рабочего пространства в каждом случае могут быть различны.

Опыт эксплуатации сводовых огнеупоров

Рассмотрим физику процесса разрушения сводового огнеупора и степень влияния каждого фактора. Анализ проводится по показателям работы ДСА-1.

Одной из характеристик качества огнеупора является его механическая прочность. Она является косвенной характеристикой, т.к. структура, химсостав и, соответственно, механические свойства изменяются в процессе эксплуатации.

В процессе службы периклазохромитовые изделия приобретают зональное строение. Образование зон происходит при градиенте температур и объясняется миграцией расплавов и другими физико-химическими процессами, зависящими от температуры.

Выделяют три зоны огнеупоров: рабочая, переходная и малоизмененная. В основу разделения изделий на зоны положен следующий принцип: в рабочей зоне изменяется химический и минералогический состав и структура, в переходной – только структура, а в малоизмененной зоне сохраняется исходный состав и структура.

В переходной зоне изменение структуры объясняется процессами спекания в условиях относительно невысоких температур и их градиента. Переходная зона характеризуется разрыхленностью структуры и минимальной прочностью [1] (см. рис. 1).

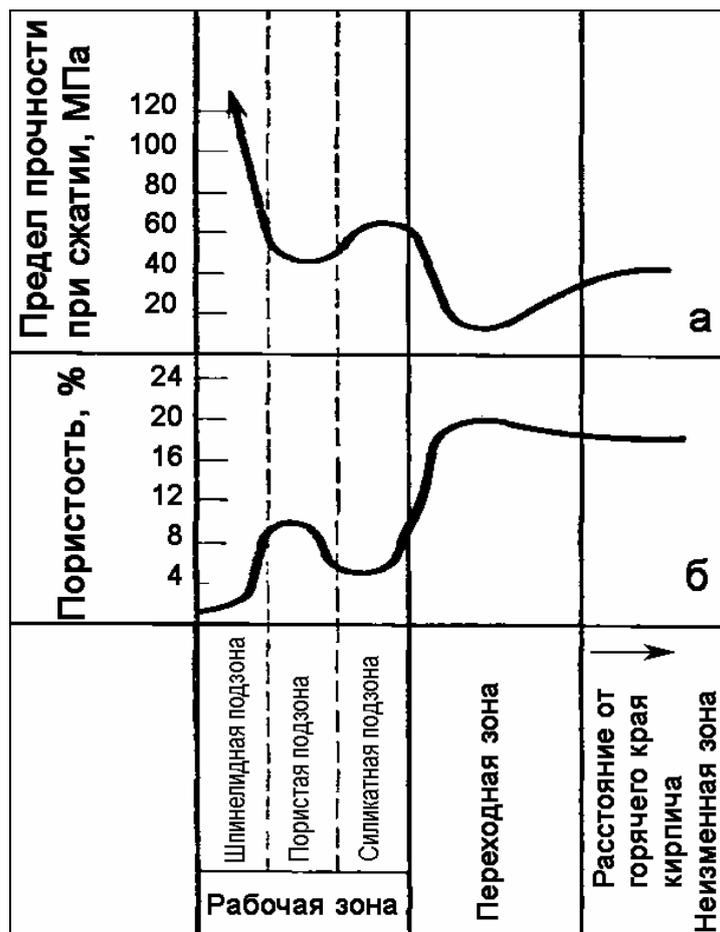


Рис. 1. Изменение свойств периклазохромитовых изделий по зонам: а – изменение прочности; б – изменение пористости

В настоящей статье рассмотрено влияние механической прочности нового кирпича на стойкость свода. Линейные зависимости стойкости от разброса максимальной и минимальной прочности, а также от среднеарифметического значения, полученные путем аппроксимации практических данных, показаны на рис. 2 и рис. 3 соответственно. Если изначально минимальная прочность кирпича составляет 30 МПа, то в процессе эксплуатации, при образовании переходной зоны, прочность в ней значительно снизится. При этом, если зона максимальных механических и термических напряжений совпадет с переходной зоной, то произойдет максимальный износ огнеупора путем скалывания по 30 – 40 мм.

Как указывается в работе [1]: «...Известно, что под действием силы тяжести в правильно набранном своде (в «холодном» состоянии) в верхней части арки свода действуют сжимающие напряжения, а в нижней – растягивающие. При нагревании свод растет и наблюдается обратное явление. Таким образом, изменение температуры вызывает изменение знака напряжения в сводовых изделиях. Чтобы изделия периклазохромитового типа могли служить в своде, надо выполнить два

условия: снять часть тяжести свода и стабилизировать нейтральную линию давления в оптимальном положении...».

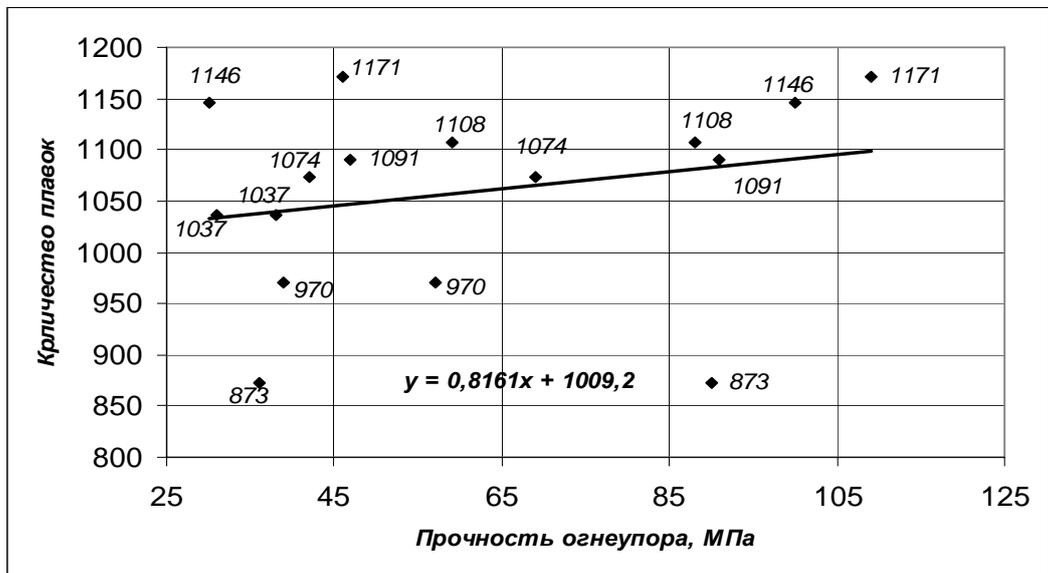


Рис. 2. Зависимость стойкости свода от максимальной и минимальной прочности сводового огнеупора

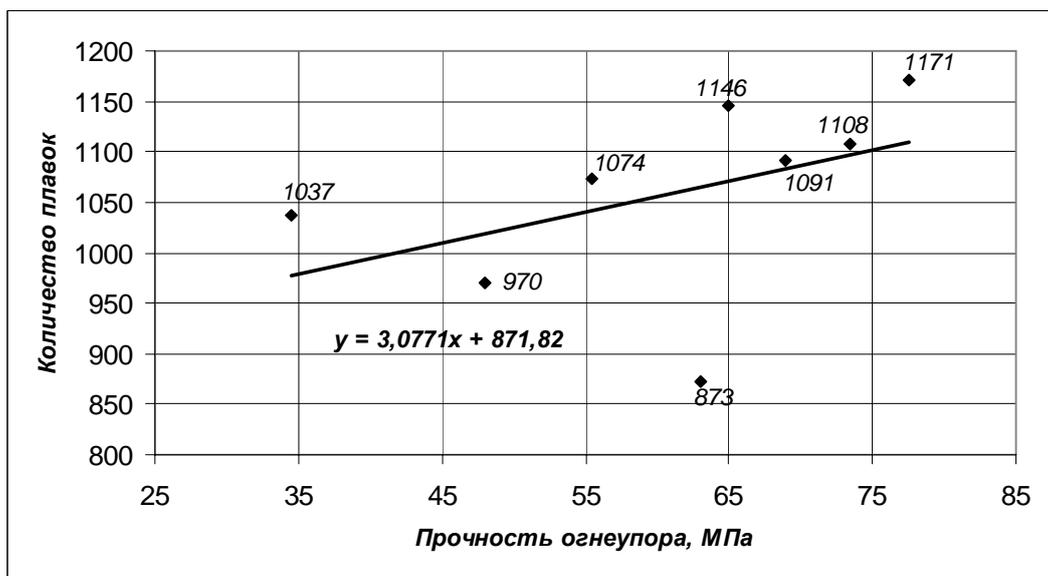


Рис. 3. Зависимость стойкости свода от средней прочности сводового огнеупора

На рис. 4 показана линейная зависимость стойкости от высоты свода, полученная в результате аппроксимации данных. На рис. 4 видно, что если свод положили слишком высоко – получили минимальную стойкость. Это происходит вследствие того, что свод оказывается близко расположенным к ригелям – несущим металлоконструкциям печи, к которым он подвешивается. Ригеля не симметрично ограничивают рост свода. В результате горизонтальный распор вызывает на-

пряжения в изделиях, превышающие их прочность при высоких температурах, что приводит к деформации и интенсивному сколу свода.

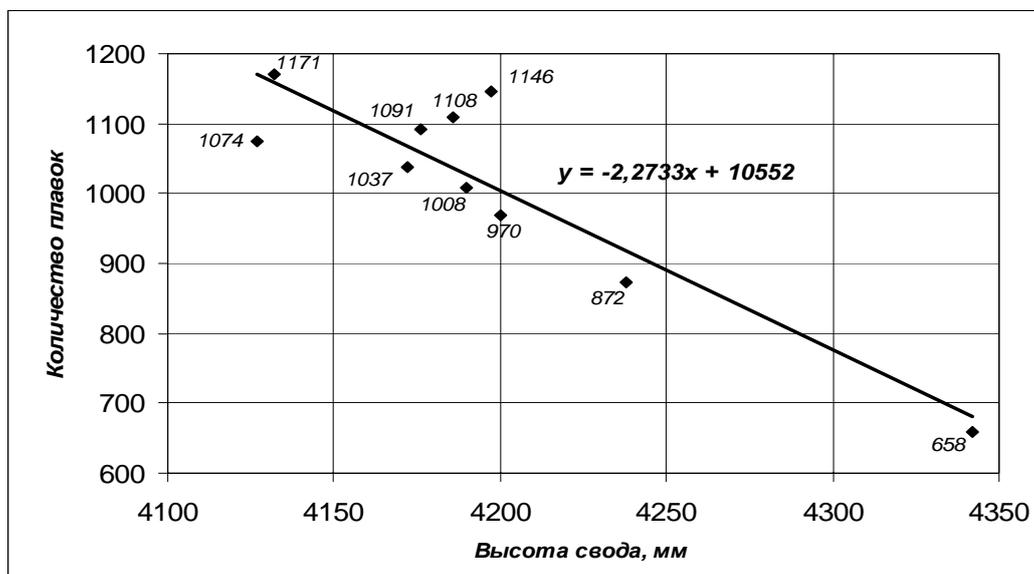


Рис. 4. Зависимость стойкости свода от высоты свода

Известно, что износ огнеупоров происходит двумя путями: оплавление и термоскол [1]. В процессе эксплуатации как ДСА-1, так и ДСА-2, подтёков и сосулек на своде не наблюдается. Из этого можно сделать вывод, что оплавления сводовых огнеупоров не происходит. Вследствие разных термомеханических свойств по сечению свода, при колебании температуры в районе рабочей и переходной зон, возникают напряжения и сколы изделий.

Наиболее благоприятной для службы периклазохромитовых изделий в сводах печей является температура в интервале 1600 – 1650 °С, однако выдержать такую температуру в течение всей кампании невозможно. Перепады температуры на внутренней поверхности свода имеют место при смене твердых и жидких периодов плавки и, как следствие, возникают небольшие сколы 10 - 20 мм (шелушение), проходящие в районе границ шпинелидной, пористой и силикатной подзон рабочей зоны (рис. 1).

Наиболее резкие перепады температуры внутренней поверхности свода наблюдаются в периоды проведения горячих ремонтов, в частности, при ремонтах подины. Вследствие различных термомеханических свойств зон, при колебаниях температуры в материале возникают напряжения и сколы изделий 40 - 60 мм, проходящие вблизи границы между рабочей и переходной зонами.

В таблице 1 представлены данные по стойкости за год, средней стойкости за год и количеству часов, затраченное на ремонт подины в течение года.

Таблица 1

Данные о стойкости сводового огнеупора и продолжительности ремонтов подины по годам

	2002 год			2003 год			2004 год				2005 год			2006 год			
Стойкость по компаниям	1171	1257	1305	1211	1346	1439	1402	638	1074	1037	1091	1146	1008	658	970	873	1108
Средняя стойкость за год	1244			1332			1038				1082			902			
Время ремонтов подины за год	40 часов			38,7 часов			43,9 часов				42,7 часов			91,2 часов			

Из таблицы 1 видно, что в 2006 году общая продолжительность ремонтов подины увеличилась в два раза, т.к. ДСА-1 и ДСА-2 начали выплавлять металл для МНЛЗ, (марки стали 10-06, АВЕН-36, S355K2G3, GLA, C06ESM, характеризующиеся температурой выпуска 1630 – 1645 °С). Ранее выплавляли марки Ст 10, Ст 20, ЗПС, 5ПС с температурой выпуска 1605 – 1615 °С, т.е. значительно ухудшились условия службы огнеупоров подины и стальной летки.

Влияние продолжительности горячих ремонтов подины и связанных с ними колебаниями температуры внутренней поверхности свода на количество плавков, показано на рис. 5.

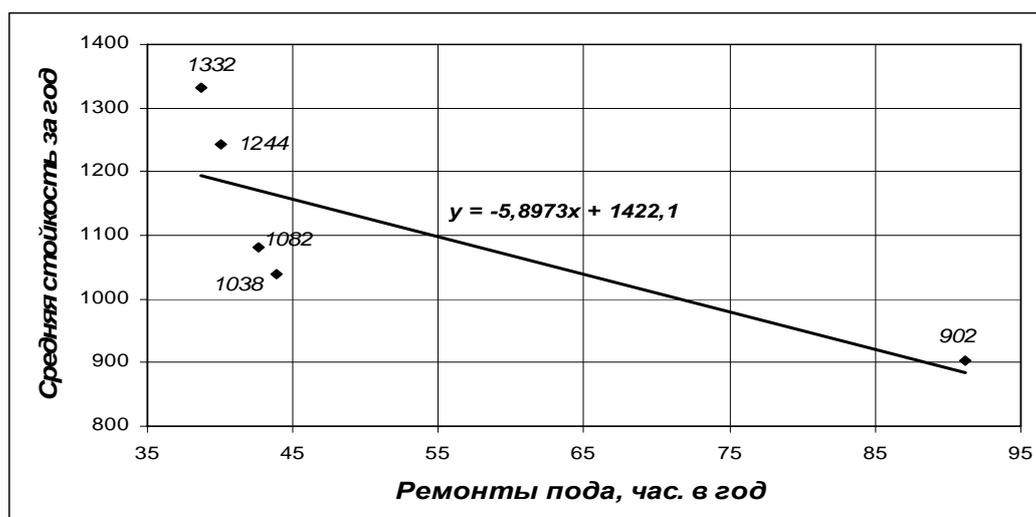


Рис. 5. Влияние продолжительности ремонтов подины на среднюю стойкость сводового огнеупора

Из рис. 5 видно, что при увеличении продолжительности и количества ремонтов подины наблюдается снижение стойкости.

Анализ тепловой работы футеровки свода ДСА

Для исследования тепловой работы футеровки свода ДСА составлена математическая модель сопряженного теплообмена в рабочем пространстве печи. При составлении модели были приняты следующие допущения.

1. Вся площадь кладки рабочего пространства печи условно отнесена к кладке свода, т.е. не выделяются отдельно зоны боковых стен печи из-за их малости.

2. Рассматривается стационарное температурное состояние кладки, которое может быть достигнуто при некоторой усредненной температуре в рабочем пространстве печи.

3. При расчете теплопередачи через свод ДСА кладка рассматривается в виде плоской однослойной стенки, что вполне допустимо из-за большой площади свода и большой величины радиуса свода.

4. Дымовой газ в рабочем пространстве печи является серым.

5. Рассматривается только одна ванна, содержащая жидкий металл, поскольку в этой ванне мало изменяется температура металла и, соответственно, температура дымовых газов.

Аналитическое решение для расчета результирующих тепловых потоков в системе из двух замкнутых поверхностей известно [2]. В частности, для зоны кладки результирующий тепловой поток может быть записан в виде (0 – излучающий газ; 1 – зона кладки; 2 – зона металла)

$$Q_{\text{рез1}} = \sigma_0 \cdot \varepsilon_{021} \cdot [T_0^4 - T_1^4] \cdot F_1 + \sigma_0 \cdot \varepsilon_{201} \cdot [T_2^4 - T_1^4] \cdot F_1 \cdot \varphi_{12}, \quad (1)$$

где $\varepsilon_{021} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_0 \cdot [1 - (\varphi_{22} - \varphi_{12}) \cdot (1 - \varepsilon_0) \cdot (1 - \varepsilon_2)] / C$; $\varepsilon_{201} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot (1 - \varepsilon_0) / C$;
 $C = [1 - \varphi_{11}(1 - \varepsilon_0)(1 - \varepsilon_1)][1 - \varphi_{22}(1 - \varepsilon_0)(1 - \varepsilon_2)] - \varphi_{12}\varphi_{21}(1 - \varepsilon_0)^2(1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2)$;
 φ_{ij} – угловые коэффициенты с зоны i на зону j ; $\varepsilon_0, \varepsilon_1, \varepsilon_2$ – степень черноты дыма, кладки и металла; T_0, T_1, T_2 – температуры дыма, кладки и металла, К; $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения черного тела; F – площадь кладки, м².

В тепловом потоке, который поглощается кладкой, присутствует и конвективная составляющая

$$Q_{\text{конв}}^{\text{ДЫМ}} = \alpha_{\text{конв}}^{\text{ДЫМ}} \cdot (T_0 - T_1) \cdot F_1, \quad (2)$$

где $\alpha_{\text{конв}}^{\text{ДЫМ}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией от дыма к своду. Расчет коэффициента теплоотдачи конвекцией от дыма к кладке свода затруднен. В работе [4] Зобниным Б.Ф. для камерных печей рекомен-

дуются принимать $\alpha_{\text{КОНВ}}^{\text{ДЫМ}} = 35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Эта величина принята в качестве базовой при последующих вариантных расчетах.

Тепловой поток через кладку в окружающую среду представляет собой безвозвратно теряемую теплоту и определяется по формуле стационарной теплопередачи через плоскую стенку

$$Q_{\text{потери}} = \frac{T_1 - T_{\text{окр}}}{\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{КОНВ}}^{\text{окр}} + \alpha_{\text{ЛУЧ}}^{\text{окр}}}} \cdot F_1, \quad (3)$$

где $\alpha_{\text{КОНВ}}^{\text{окр}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией от свода к воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; T_1 и $T_{\text{окр}}$ – температуры внутренней поверхности кладки и окружающей среды, К ; δ – толщина свода, м ; λ – коэффициент теплопроводности свода, определяемый для хромитопериклаза [3] в виде $\lambda = 2,78 - 0,00087 \cdot (t_1 + t_{\text{нар}})/2$, $[\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})]$; t_1 и $t_{\text{нар}}$ – температуры внутренней и наружной поверхностей кладки, $^{\circ}\text{С}$; $\alpha_{\text{ЛУЧ}}^{\text{окр}}$ – лучистый коэффициент теплоотдачи в окружающую среду от наружной поверхности кладки, определяемый по известной формуле [2]

$$\alpha_{\text{ЛУЧ}}^{\text{окр}} = \sigma_0 \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_{\text{нар}}^2 + T_{\text{окр}}^2) \cdot (T_{\text{нар}} + T_{\text{окр}}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (4)$$

Окончательно тепловой баланс со стороны рабочего пространства печи имеет вид

$$Q_{\text{резл}} + Q_{\text{КОНВ}}^{\text{ДЫМ}} = Q_{\text{потери}}. \quad (5)$$

Величина теплового потока со стороны окружающей среды будет также равна $Q_{\text{потери}}$, т.к. принято стационарное состояние кладки

$$Q_{\text{потери}} = (\alpha_{\text{КОНВ}}^{\text{окр}} + \alpha_{\text{ЛУЧ}}^{\text{окр}}) \cdot (T_{\text{нар}} - T_{\text{окр}}) \cdot F_1. \quad (6)$$

Таким образом, если выразить составляющие (5) через (1 – 3), то получим нелинейную систему из двух уравнений (5 – 6) с двумя неизвестными T_1 и $T_{\text{нар}}$. Система решалась методом простой итерации.

Результаты расчетов приведены на рис. 6 – 8. Расчеты выполнены для условий жидкой ванны при усредненных температурах дыма и ванны: $t_0 = 1600^{\circ}\text{С}$ и $t_2 = 1400^{\circ}\text{С}$. Остальные параметры: $\varepsilon_0 = 0,3$; $\varepsilon_2 = \varepsilon_1 = 0,8$; $F_2 = 5,7 \cdot 11,6 = 66 \text{ м}^2$; $F_1 = 99 \text{ м}^2$.

Из анализа данных на рис. 6 – 8 видно, что при уменьшении толщины свода с 460 мм до 80 мм в процессе эксплуатации печи, внутренняя температура свода изменяется мало (в пределах 20 – 25 градусов). В то же время температура наружной поверхности свода изменяется очень сильно – на 250 – 260 градусов – и может возрасти до 520 $^{\circ}\text{С}$. Естественно, и тепловые потери в окружающую среду соответственно возрастают.

Также можно заметить, что принудительный обдув наружной поверхности свода, сопровождающийся увеличением величины коэффициента теплоотдачи в окружающую среду с 10 – 20 до 40 – 50 Вт/(м²·К), практически не влияет на температуру внутренней поверхности свода (падение в пределах 5 градусов), но резко снижает температуру наружной поверхности – на 130 - 140 градусов. Одновременно при обдуве свода тепловые потери возрастают на 15 - 20 %.

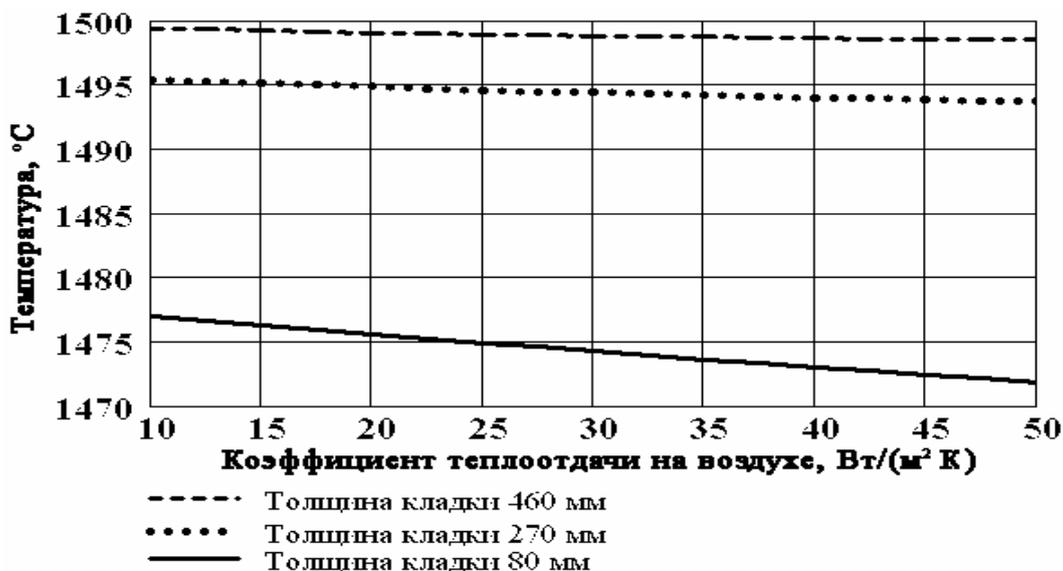


Рис. 6. Зависимость температуры внутренней поверхности кладки свода от коэффициента конвективной теплоотдачи на наружной поверхности свода и толщины свода

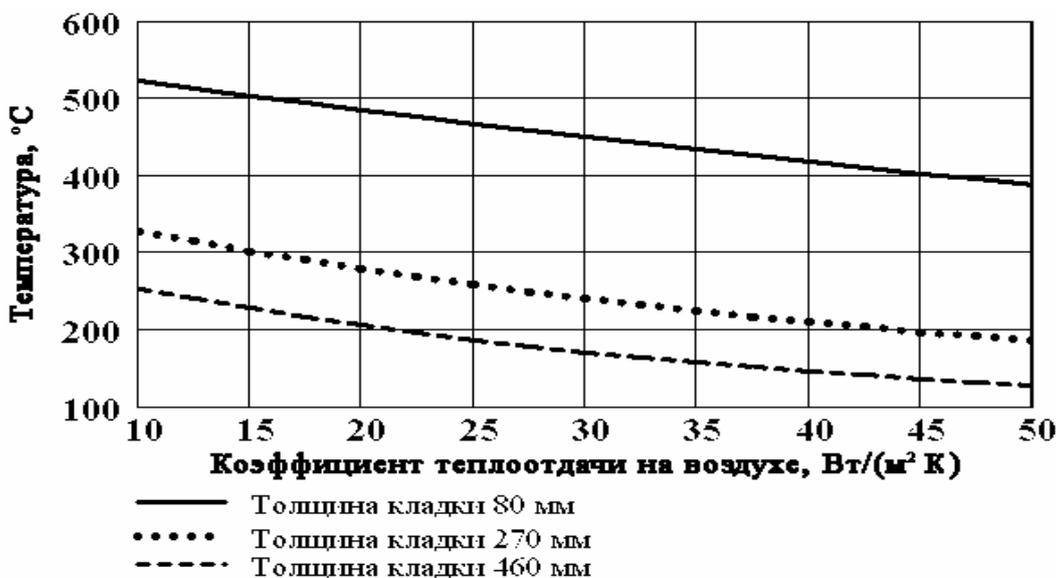


Рис. 7. Зависимость температуры наружной поверхности кладки свода от коэффициента конвективной теплоотдачи на наружной поверхности свода и толщины свода

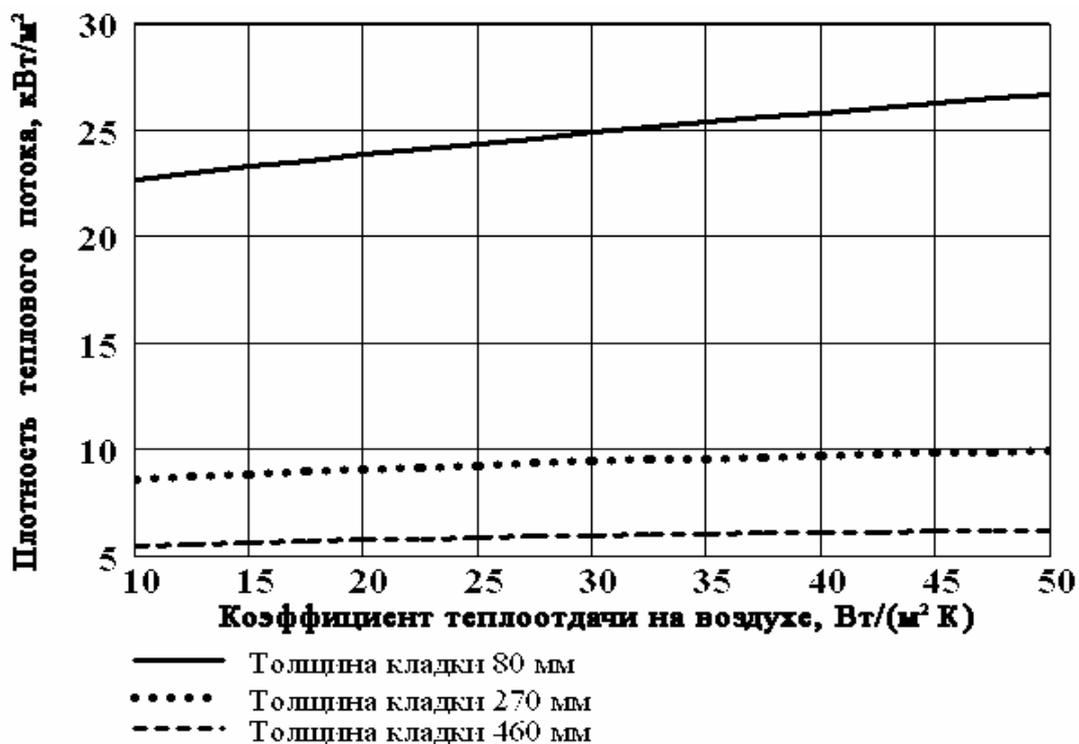


Рис. 8. Зависимость плотности теплового потока (тепловые потери) через кладку свода от коэффициента конвективной теплоотдачи на наружной поверхности свода и толщины свода

Как говорилось выше, переходная зона, имеющая минимальную прочность, образуется при относительно невысоких температурах. Поэтому снижение температуры по сечению кирпича за счет принудительного обдува воздухом наружной поверхности свода смещает переходную зону к внутренней поверхности свода. Это уменьшает толщину термоскола по переходной зоне.

Если в процессе эксплуатации печи в ее отдельных элементах возрастает конвективная теплоотдача от дыма к кладке (например, в районе перевального окна между ваннами вследствие зарастания окна), то это должно сказаться на тепловой работе кладки. Однако, как показали численные исследования по приведенной выше математической модели, влияние коэффициента конвективной теплоотдачи на температуру внутренней поверхности кладки незначительно. Так, при увеличении коэффициента конвективной теплоотдачи от дыма к своду с 35 до 60 Вт/(м²·К) температура внутренней поверхности кладки возрастает всего лишь на 5 градусов, а температура наружной поверхности свода и тепловые потери через свод практически не изменяются.

Выводы

Из проведенного анализа сделаны следующие выводы о способах повышения стойкости главного свода ДСА:

- строгое соблюдение проектных значений положения свода для исключения контакта разогретого свода с металлоконструкциями печи;
- применение огнеупоров с максимально высокой начальной механической прочностью и высокой однородностью механических свойств по сечению кирпичей;
- сокращение до минимума частоты и длительности горячих ремонтов подины печи;
- организация принудительного, равномерного по поверхности свода обдува холодным воздухом для снижения температур по сечению свода.

Список литературы

1. Стрелов К.К. Теоретические основы технологии огнеупорных материалов. – М.: Металлургия, 1985. – 382 с.
2. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Теоретические основы металлургической теплотехники: Учебное пособие для вузов. – Днепропетровск: Пороги, 2002. – 226 с.
3. Расчет нагревательных и термических печей: Справ. изд. / Василькова С.Б., Генкина М.М., Гусовский В.Л. и др. / Под ред. Тымчака В.М. и Гусовского В.Л. – М.: Металлургия, 1983. – 480 с.
4. Теплотехнические расчеты металлургических печей / Китаев Б.И., Зобнин Б.Ф., Ратников В.Ф. и др. / Под ред. Телегина А.С. – М.: Металлургия, 1970. – 528 с.

Рукопись поступила 02.04.2007 г.

Чепрасов О.І. – канд. техн. наук, доц., ЗДІА

Іванов В.І. – ст. викладач, ЗДІА

Каюков Ю.М. – асистент, ЗДІА

Андрієнко О.М. – начальник ТТЛ, ВАТ «Дніпроспецсталь»

ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОЛУМ'ЯНИХ РЕЦИРКУЛЯЦІЙНИХ ПЕЧЕЙ ПІД ЧАС ВІДПАЛЮВАННЯ СТАЛЕВИХ ЗЛИТКІВ *

Розглянуто аспекти теплової роботи полум'яних рециркуляційних печей під час відпалювання злитків високолегованої сталі та сталі спеціального призначення. Запропоновано заходи, які направлені на вдосконалення схеми опалювання печей даного типу, а також режимів відпалювання ряду сталей.

Вступ

Перехід до технологій, що здійснюють збереження енергії, під час нагрівання злитків сталі спеціального призначення під термічну обробку у великогабаритних полум'яних рециркуляційних печах походить шляхом підвищення рівномірності розподілу температури в їхньому робочому об'ємі та спричинює необхідність подальшого вдосконалення теплової роботи даних агрегатів.

На ВАТ «Електрометалургійний завод «Дніпроспецсталь» злитки високолегованої сталі та сталі спеціального призначення відпалюють в рециркуляційних печах з висувним подом за складними багатоступінчастими температурно-часовими режимами.

Печі працюють за вихровим принципом з однобічним обертальним рухом продуктів горіння природного газу в робочому об'ємі. Вздовж їхніх бічних стін по вісім в ряд (з одного боку – тільки нижні, а з іншого - тільки верхні) встановлено шістнадцять двохпровідних пальників типу ГНП-3 (під ними в закритих топках розташовано пальники типу ГНП-1, що працюють за режимом запальника). Штатну садку формують шляхом завантаження семи-восьми злитків розмірами (1800...2000) × (800...1200) × (400...500) мм і масою (8...10) т на проложки, що встановлено на жароміцні підставки, які під час робочого положення висувного поду печі розміщуються між осями пальників і забезпечують вільну циркуляцію продуктів горіння під садкою.

Злитки вкладають на вузьку грань (з відстанню 300...400 мм один від одного) в один ряд за довжиною поду печі.

Робочий об'єм рециркуляційних печей даного типу поділено на вісім теплових зон з незалежним регулюванням температури, яке здійснюють за показаннями стаціонарних датчиків (хромель-алюмельових термоелектричних термометрів в захисних чохлах), які розміщені у верхніх зонах під склепінням і в нижніх зонах – над подом у місцях перерізу осі зон з повздовжньою віссю печі.

Стан питання

Результатами раніше проведених досліджень [1] встановлено достатньо високу рівномірність нагрівання поверхні контрольних злитків впродовж всього періоду підйому температури в робочому обсязі печей даного типу. В табл. 1 наведено значення максимального перепаду температури гріючого середовища в робочому об'ємі досліджуваної печі між різними її зонами ($\Delta T_{\text{сер}}$) та максимального відхилення температури поверхні двох контрольних злитків ($\Delta T_{\text{м}}$) від середнього значення. Так, тільки на початковому етапі періоду нагрівання металу в печі ($\tau = 5...9$ год.) значення максимального відхилення температури в різних точках поверхневих шарів злитків складає 23...30 °С, але під час подальшого нагрівання не перевищує 10...15 °С. На завершальній стадії даного періоду зафіксовано практично повне вирівнювання температури на поверхні та за перерізом злитків, що нагрівають. В цілому встановлено задовільну рівномірність підведення теплоти до поверхневих шарів металу та якісну відповідність нагрівання всіх досліджуваних злитків.

В той же час спостерігається відставання рівня температури, що фіксують датчики, розташовані в нижніх зонах печі, від її рівня за даними датчиків, розміщених у верхніх зонах. Встановлено, що змінювання зазначеної температури для початкового періоду ($\tau = 4...9$ год.) нагрівання злитків сягає 32...45 °С, під час подальшого нагрівання не перевищує 17...21 °С а по закінченні нагрівання ($\tau = 21$ год.) дорівнює нулю.

Проте досвід експлуатації рециркуляційних печей даного типу вказує на відставання швидкості зростання температури в їхньому робочому об'ємі під час відпалювання злитків ряду марок сталі спеціального призначення від заданого значення. Обставинами, що приводять до цього є обмежений діапазон стійкого горіння палива та зміна коефіцієнта витрати повітря, а також недостатня теплова потужність пальників, що використовуються.

Окрім того, нестійка робота пальників типу ГНП-3 під час реалізації низькотемпературних режимів відпалювання злитків вимушує ви-

користовувати факел пальників типу ГНП-1 як їхній постійній запальник, що супроводжується підвищеною витратою спалюваного палива.

Таблиця 1

Значення параметрів $\Delta T_{сер}$ і ΔT_m (°C)
під час нагрівання контрольних злитків

Номер злитку	Стадії нагрівання				
	$\tau = 5$ год.	$\tau = 9$ год.	$\tau = 13$ год.	$\tau = 17$ год.	$\tau = 21$ год.
	за існуючим контролем				
1	$\frac{45}{30}$	$\frac{32}{23}$	$\frac{21}{14}$	$\frac{17}{8}$	$\frac{0}{5}$
2	$\frac{45}{29}$	$\frac{32}{22}$	$\frac{21}{13}$	$\frac{17}{7}$	$\frac{0}{5}$
	за пропонуванним контролем				
1	$\frac{15}{30}$	$\frac{10}{23}$	$\frac{5}{14}$	$\frac{0}{8}$	$\frac{0}{5}$
2	$\frac{15}{29}$	$\frac{10}{22}$	$\frac{5}{13}$	$\frac{0}{7}$	$\frac{0}{3}$

Примітка: у чисельнику - значення перепаду температури $\Delta T_{сер}$;
в знаменнику - значення відхилення температури ΔT_m .

Як відомо, надійна робота пальників типу ГНП-3 забезпечується в діапазоні регулювання теплової потужності 1:5, а значення коефіцієнта витрати повітря α змінюється від 1,05 до 1,15.

Постановка завдання

Завданням досліджень є підвищення теплової ефективності рециркуляційних термічних печей шляхом поширення діапазону регулювання потужності пальників та забезпечення їхньої стійкої роботи.

Головна частина досліджень

З метою поширення діапазону вказаних характеристик зазначених пальників запропоновано використовувати часткове попереднє змішування палива з повітрям в обмеженому об'ємі, та розроблено пальник [2, 3], який відповідає вищезгаданим вимогам (див. рис. 1).

Пальник працює таким чином. Газоподібне паливо центральною трубою 7 подають до вихідного сопла 3. Суцільний газовий потік за допомогою перегородки 8 з отворами 6, розташованими в центральній трубі, поділяється на ряд окремих струменів. З повітряного каналу, створеного корпусом 1 і центральною трубою, частина повітря, що подається на спалювання палива прямує кільцевим зазором, створеним корпусом і центральною трубою, до сопла через радіальні отвори 2 та

якісно перемішується з паливом, чому сприяє наявність розсікачів 5 на виході сопла. Завдяки розташуванню завихрювачів 4 в кільцевому зазорі створюється закручений потік повітря, а наявність розрідження на ділянці розкриття струменя (за рахунок зростання швидкості течії газового потоку) супроводжується підсосом повітря до сопла.

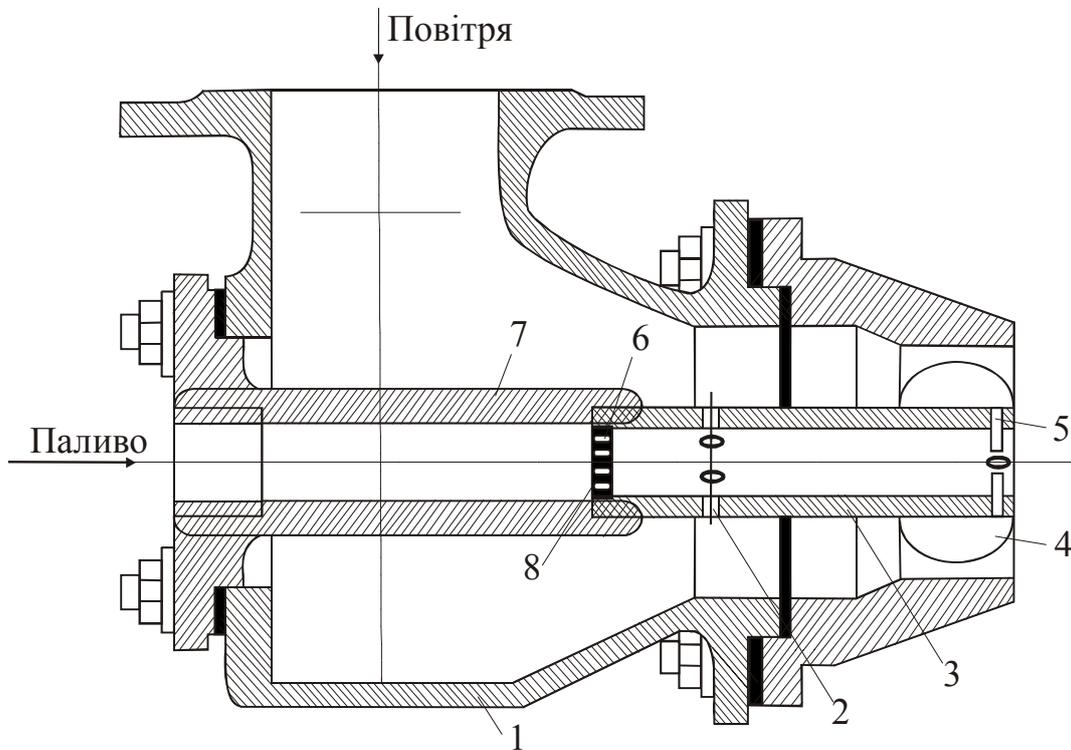


Рис. 1. Пальник часткового попереднього змішування (позначення в тексті)

Пальник попереднього часткового змішування (ПЧЗ) аналогічної конструкції було випробувано на рециркуляційних печах термічного цеху ВАТ «Електрометалургійний завод «Дніпрспецсталь». У експерименті здійснювали п'ятикратне повторювання ступінчастого змінювання витрати палива на піч від 800 до 50 м³/год. (з кроком 50 м³/год.) за постійної витрати повітря 8000 м³/год. Випробуванням за реальних умов зафіксовано стабільну роботу зазначеного пальника, коли коефіцієнт витрати повітря складає 1:10. Надалі в пальникові було проведено дослідження стехіометричного спалювання палива. Діапазон регулювання запропонованого пальника за витратою палива, коли співвідношення «паливо-повітря» є стехіометричним, складає 1:35, що значно розширює межі регулювання його теплової потужності (3,7...197,3 кВт).

Результатами подальших випробувань на рециркуляційній печі, яку обладнано пальниками ПЧЗ, за виробничих умов ВАТ «Електрометалургійний завод «Дніпрспецсталь» встановлено можливість регулювання температури в її робочому об'ємі в широких межах (від

150 до 1350 °С). Забезпечення заданого теплового стану злитків різних марок сталі, що відпалювали, дозволило відмовитися від використання пальників типу ГНП-1. Зростання теплової потужності печі завдяки використанню розроблених пальників, які відповідають потужності пальників типу ГНП-4, сприяло підвищенню швидкості зростання температури в її робочому об'ємі та скороченню тривалості відпалювання злитків.

Для оцінки впливу схеми опалювання, що передбачає використання пальників ПЧЗ, на техніко-економічні показники роботи печей даного типу було проведено балансові випробування.

Складання теплових балансів за існуючою та запропонованою схемами опалювання рециркуляційної печі здійснювали з використанням експериментальних даних, одержаних для періоду зростання температури гріючого середовища в її робочому об'ємі до $T_{\text{печ}} = 830$ °С під час відпалювання садок злитків однакової маси та одного хімічного складу. Окрім визначення динаміки нагрівання злитків контролювали витрату палива та повітря за зонами печі, а також температуру продуктів горіння палива, що відходять, та футерівки різних ділянок печі. Результати розрахунків статей теплового балансу, що виконано із застосуванням відомої методики [4], подано в табл. 2.

Таблиця 2

Тепловий баланс рециркуляційної печі за існуючою (А) та запропонованою (Б) схемами опалювання

Статті теплового балансу	Варіант А		Варіант Б	
	МДж	%	МДж	%
Прихід теплоти:				
- теплота горіння палива Q_x	201,36	99,15	179,28	99,10
- фізична теплота повітря Q_v	1,72	0,85	1,72	0,90
Разом	203,08	100,0	180,90	100,0
Витрата теплоти:				
- на нагрівання злитків Q_m	68,42	33,85	68,42	37,82
- на нагрівання подової арматури Q_n	20,90	10,29	20,90	11,55
- на нагрівання футерівки печі Q_f	29,45	14,15	29,46	16,28
Втрати теплоти:				
- з продуктами горіння, що відходять $Q_{п(о.г)}$	77,49	38,16	54,99	30,40
- через футерівку печі $Q_{п(ф)}$	6,52	3,21	6,50	3,59
Невраховані втрати $Q_{нп}$	0,70	0,34	0,70	0,36
Разом	203,08	100,0	180,90	100,0

Примітка: із-за незначного угару високолегованої сталі теплоту її окислення не враховували

Відповідно з одержаними результатами рециркуляційна піч, що працює за запропонованою схемою опалювання, характеризується зниженням втрат теплоти з продуктами горіння, що відходять (до 37,9 %), а значення паливного коефіцієнта корисної дії сягає 40,2 %. У той же час в печі з існуючою схемою опалювання зафіксовано значні втрати теплоти з продуктами горіння (40,3 %), що відходять, а значення паливного коефіцієнта корисної дії не перевищує 35,3 %. Після реалізації запропонованої схеми опалювання зафіксовано підвищення (на 2...3 %) продуктивності печей даного типу та одночасне зниження (на 3...4 %) витрати палива.

Наявність високої стійкості горіння палива під час використання запропонованого пальника та стабільного факела за його роботи на будь-яких теплових режимах у рециркуляційній печі дозволяє відмовитися від застосування значно кошовної системи контролю наявності факела та запальних пристроїв. Разом з цим розширені межі регулювання та можливість реалізації практично будь-якого теплового режиму дозволяють ефективно використовувати на даній печі перспективні розробки засобів автоматизації та впровадження сучасних режимів опалювання.

Далі з використанням раніше розробленої інженерної моделі [5] на ПЕВМ проводили комплекс чисельних експериментів щодо дослідження існуючих режимів відпалювання ряду спеціальних марок сталі. Дослідження передбачали теоретичний аналіз теплового стану злитків під час відпалювання в рециркуляційних печах ВАТ «Електрометалургійний завод «Дніпроспецсталь» для визначення умов теплообміну, що забезпечують задану швидкість зростання температури металу за висотою злитків. Температуру гріючого середовища задавали кусково-лінійною функцією часу. Чисельні значення теплофізичних характеристик сталі приймали за даними роботи [6]. Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі випромінюванням і конвекцією здійснювали за відомими методиками [7, 8].

Як результат розрахункових експериментів виконано корегування температурно-часових параметрів окремих етапів відпалювання злитків ряду сталей. Випробування запропонованих режимів за умов термічного відділення одного із сталеплавильних цехів ВАТ «Електрометалургійний завод «Дніпроспецсталь» зафіксувало підвищення комплексу механічних характеристик, а також однорідність мікроструктури відпаленого металу.

Висновки

Результати досліджень теплової ефективності рециркуляційних печей показали, що завдяки поширенню діапазону регулювання розроблених пальників за тепловою потужністю була забезпечена успіш-

на реалізація режимів відпалювання широкого сортаменту спеціальних сталей.

Перелік літератури

1. Улучшение тепловой работы камерных рециркуляционных печей при отжиге стальных слитков / Баздырев В.С., Крючков Е.Н., Иванов В.И. и др. // *Металлургия (Труды ЗГИА)*. – Запорожье: ЗГИА, 2003. – Вып. 7. – С. 108 – 114.

2. А.с. № 870856 (СССР). МКИ F 23D 15/00. Газовая горелка / М.П. Ревун, А.Н. Байбуз, А.Н. Андриенко и др. // *Открытия. Изобретения*. – 1981. – № 37.

3. А.с. № 1229517 (СССР). МКИ F 23D 15/00. Газовая горелка / М.П. Ревун, А.И. Чепрасов, Ю.Н. Каюков, А.Н. Андриенко // *Открытия. Изобретения*. – 1986. – № 17.

4. Каплан В.Г., Спивак Э.И. Методика испытаний нагревательных печей в черной металлургии. – М.: Металлургия, 1970. – 462 с.

5. Расчетно-экспериментальное исследование температурных полей слитков при термической обработке в рециркуляционных печах / Иванов В.И., Баздырев В.С., Скачков В.А. и др. // *Проблемы металлургического производства (Сб. научн. трудов ДМетИ)*. – Киев: Наукова думка, 1991. – Вып. 106. – С. 53 – 56.

6. Казанцев Е.И. Промышленные печи. Справочник. – М.: Металлургия, 1975. – 368 с.

7. Расчеты нагревательных и термических печей. Справочник / Под ред. В.М. Тымчака и В.Л. Гусовского. – М.: Металлургия, 1983. – 481 с.

8. Пуговкин А.У. Рециркуляционные пламенные печи. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.

Рукопись поступила 19.02.2007 г.

Шевченко Г.Л. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Шишко Ю.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Усенко А.Ю. – канд. техн. наук, ассистент, НМетАУ

Кремнева Е.В. – ассистент, НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОТХОДОВ БИОМАССЫ КАК ТОПЛИВА

Приведены результаты экспериментальных исследований основных характеристик отходов биомассы, таких как лузга подсолнечника, рисовая и гречневая шелуха, ореховая скорлупа, древесные опилки. Исследования проведены для следующих характеристик: гранулометрический состав материала, скорость витания частиц, температура воспламенения, аэродинамическое сопротивление насыпного слоя частиц.

Введение

Биомасса и ее отходы являются CO_2 – нейтральным топливом, что позволяет снизить эмиссию парниковых газов при их энергетическом использовании по сравнению с ископаемым топливом. Основные затруднения при использовании отходов биомассы в существующих энергоагрегатах возникают из-за различия гранулометрического и химического состава биомассы от основных видов ископаемого топлива, а также из-за низкой насыпной плотности отходов биомассы, что делает нерентабельной их перевозку от источника к потребителю. Одним из путей решения этой проблемы является поиск технологий, позволяющих использовать отходы биомассы и продукты их переработки как альтернативное топливо в действующих установках.

Постановка задачи

Как следует из многочисленных литературных источников посвященных вопросам тепловой обработки отходов биомассы в плотном, кипящем и взвешенном состоянии [1 – 3], значения конструктивных параметров агрегатов, режимы обработки и особенности сжигания отходов биомассы определяются рядом факторов. К ним относятся: гранулометрический состав, скорость витания, температура воспламенения частиц, теплота сгорания биомассы и эффективность горения в различном состоянии. Скорость витания, в свою очередь, определяется формой, размерами, действительной плотностью частиц и величиной уноса частиц из слоя.

Имеющиеся в литературе данные о величине указанных выше параметров носят отрывочный характер, без указания условий проведения опытов и исходных свойств биомассы. В то же время разработка конкретных энергетических агрегатов, использующих в качестве топлива отходы биомассы, требует определения этих показателей отдельно для каждого конкретного вида биомассы и ее отходов.

На кафедре ПТЭ НМетАУ в течение ряда лет проводились экспериментальные исследования свойств различных видов биомассы, как энергетического топлива. В настоящей статье проведено обобщение полученных результатов, которое позволяет расширить имеющуюся базу данных, что, по-нашему мнению, позволит интенсифицировать работу в области биоэнергетики.

В качестве отходов биомассы рассматривались следующие: лuzга подсолнечника, рисовая и гречневая шелуха, древесные опилки, ореховая скорлупа. Основное внимание при исследованиях уделялось определению следующих характеристик отходов биомассы: гранулометрический состав материала, скорость витания частиц, температура воспламенения, аэродинамическое сопротивление насыпного слоя материала.

Результаты исследований

Определение гранулометрического состава частиц отходов биомассы

Отходы биомассы можно рассматривать как материал, обладающий полидисперсным гранулометрическим составом. Исследования его фракционного состава проводились применительно к лuzге подсолнечника, рисовой и гречневой шелухе [4], скорлупе грецкого ореха.

Исследования проводились двумя способами:

- прямое измерение линейных размеров частиц;
- разделение на отдельные фракции методом ситового анализа.

По результатам прямых измерений были определены основные размеры частиц полидисперсного слоя, их поверхность, эквивалентный диаметр и насыпная плотность.

Диапазон изменения основных геометрических размеров для исследованного материала способом прямого измерения приведен в табл. 1.

При дальнейших расчетах и моделировании процессов теплообмена за определяющий размер частиц принимался эквивалентный диаметр частиц, который соответствует диаметру сферы равного объема [5, 6]. Расчет эквивалентного диаметра проводился по выражению

$$d_{\text{э}} = \sqrt[3]{\frac{6 W_{\text{ч}}}{\pi}}, \text{ м}, \quad (1)$$

где $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр частиц, м; $W_{\text{ч}} = L_{\text{ч}} \cdot H_{\text{ч}} \cdot V_{\text{ч}}$ – объем частицы, м^3 .

Таблица 1

Результаты измерений линейных размеров отходов биомассы

Вид отходов биомассы	Среднее значение			
	длина, Lч, мм	ширина, Нч, мм	толщина, Вч, мм	площадь поверхности Sпов, мм ²
Лузга подсолнечника	8,9 – 10,0	3,0 – 4,2	0,3	63,4 – 96,3
Рисовая шелуха	5,3 – 10,3	1,3 – 3,9	0,1	17,3 – 61,7
Гречневая шелуха	3,7 – 8,1	3,2 – 5,6	0,1	29,2 – 78,1
Скорлупа ореха	4,5 – 22,8	2,43 – 15,73	1,29 – 1,84	11,5 – 376,8

В табл. 2 представлены средние значения эквивалентных диаметров частиц и диапазон их изменения.

Таблица 2

Значения эквивалентных диаметров частиц отходов биомассы $d_{\text{э}}$

Вид отходов биомассы	Среднее значение, мм	Минимальное значение, мм	Максимальное значение, мм
Лузга подсолнечника	2,64	2,46	2,9
Рисовая шелуха	1,47	1,15	1,78
Гречневая шелуха	1,65	1,38	1,93
Скорлупа ореха	6,97	3,01	8,5

Дальнейшее обобщение данных проводилась в соответствии с методикой обработки данных гранулометрического состава топлива [4] путем построения интегральной кривой распределения (кривой полных остатков).

На рисунке 1, для примера, представлена интегральная кривая распределения частиц лузги подсолнечника. Такая кривая позволяет определить долю частиц, размер которых меньше или равен заданному значению.

Полученные интегральные кривые аппроксимированы степенной зависимостью вида:

$$R_X = a_0 + a_1 \cdot d_{\text{э}} + a_2 \cdot d_{\text{э}}^2 + a_3 \cdot d_{\text{э}}^3 + a_4 \cdot d_{\text{э}}^4, \quad (2)$$

где R_X – доля частиц с эквивалентным диаметром, меньшим $d_{\text{э}}$, %; a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 – коэффициенты регрессионной зависимости.

Для лузги подсолнечника, рисовой и гречневой шелухи коэффициенты регрессии в уравнении (2) приведены в табл. 3.

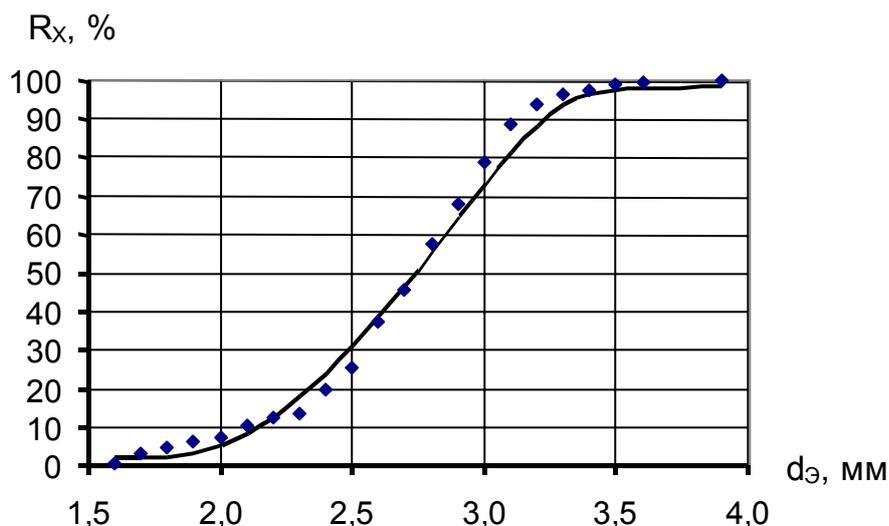


Рис. 1. Интегральная кривая распределения частиц лузги подсолнечника по эквивалентному диаметру

Таблица 3

Коэффициенты регрессионной зависимости распределения частиц по $d_{э}$

Вид отходов биомассы	Коэффициенты				
	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
Лузга подсолнечника	0	149	-202	86,6	-11
Рисовая шелуха	70,56	2175	-5125	38031	-903
Гречневая шелуха	16364	-35662	28137	-9455	1134

Определение насыпной и действительной плотности отходов биомассы

Насыпная и действительная плотность отходов биомассы определялись, исходя из массы слоя, объема насыпного слоя и действительного объема, занимаемого частицами биомассы, вычисленного с использованием зависимости (2). Для скорлупы ореха действительная плотность частиц определялась по объему вытесненной жидкости. Порозность слоя E определялась из выражения

$$E = 1 - \frac{\rho_n}{\rho_d}, \quad (3)$$

где ρ_n , ρ_d – соответственно, насыпная и действительная плотность материала, кг/м^3 .

Результаты вычисления плотности частиц приведены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты определения плотности частиц отходов биомассы

Вид биомассы	Насыпная плотность, кг/м ³	Действительная плотность, кг/м ³	Порозность неуплотненного слоя, %
Лузга подсолнечника	90 ± 2,3	390 ± 55	0,75 ÷ 0,81
Рисовая шелуха	136,5 ± 3,7	493 ± 29	0,71 ÷ 0,73
Гречневая шелуха	148,4 ± 9,3	617 ± 44	0,76 ÷ 0,77
Скорлупа ореха	405 ± 25	933 ± 28	0,56 ÷ 0,57

Определение скорости витания частиц отходов биомассы

Эксперименты по определению скорости витания частиц различных отходов биомассы проводились для полидисперсного слоя. В табл. 5 представлены результаты опытных данных по определению скорости витания полидисперсного слоя частиц отходов биомассы, при которой они находятся в устойчивом кипящем слое (первая критическая скорость) и во взвешенном состоянии (вторая критическая скорость).

Таблица 5

Экспериментальные значения скорости витания, м/с

Первая критическая скорость			Вторая критическая скорость		
Лузга подсолнечника	Рисовая шелуха	Гречневая шелуха	Лузга подсолнечника	Рисовая шелуха	Гречневая шелуха
1,70 - 1,76	1,52 - 1,62	1,44 - 1,52	4,9	3	3,5

Общепринятый подход вычисления скорости витания частиц [5, 7 – 9] основан на определении закономерностей витания шарообразной частицы и введения последующей поправки результатов, связанной с реальной формой и размерами исследуемых частиц.

Зависимость для определения скорости витания частиц неправильной формы имеет следующий вид:

$$V_H = \frac{Re \cdot \nu}{d_p} \cdot \sqrt{\frac{1}{f_1}}, \quad (4)$$

где V_H – скорость витания частиц, м/с; Re – число подобия Рейнольдса; ν – кинематический коэффициент вязкости газовой среды, м²/с; f_1 – динамический коэффициент формы частиц, $f_1 = f(Re)$.

Сравнение экспериментальных и расчетных значений скорости витания в соответствии с рекомендациями [5, 7 – 9] показали, что для определения первой критической скорости для лузги подсолнечника, гречневой и рисовой шелухи может быть рекомендована методика [5].

При этом динамический коэффициент формы f_1 для частиц лузги подсолнечника необходимо определять по зависимости:

$$f_1 = f^{0,5} \cdot Re^{0,15 \cdot \sqrt{f-1}}, \quad (5)$$

где f – геометрический коэффициент формы, определяется, как $S_{\text{пов}}/S_{\text{э}}$; $S_{\text{пов}}$ – площадь поверхности частицы неправильной формы, м^2 ; $S_{\text{э}} = 3,14 \cdot d_{\text{э}}^2$ – площадь поверхности шара, объем которого равен объему несферической частицы, м^2 .

Погрешность расчетов, при этом, не превышает 7 %.

Определение температуры воспламенения отходов биомассы в потоке горячего воздуха

Экспериментальные исследования горения различных видов топлива в потоке воздуха [10] показывают, что основными параметрами, определяющими процесс самовоспламенения, являются температура, размеры частиц и структура коксового остатка. Резкий рост скорости реакции окисления наблюдается в диапазоне температур 300 – 450 °С. С уменьшением размеров частиц температура самовоспламенения возрастает. Отмечается значительное влияние структуры коксового остатка, которая может изменить температуру самовоспламенения на 60 – 70 °С.

С целью уточнения температуры воспламенения частиц отходов биомассы в плотном слое были проведены экспериментальные исследования применительно для лузги подсолнечника, рисовой, гречневой шелухи и древесным опилкам. Результаты экспериментальных исследований представлены в табл. 6, из которой следует, что при влажности отходов 8 – 10 % температура воспламенения находится в диапазоне от 370 до 420 °С.

Таблица 6

Результаты экспериментальных исследований температуры воспламенения отходов биомассы в плотном слое

Вид биомассы	Средняя масса навески, г	Температура воспламенения T_1 , °С
Лузга подсолнечника	2,5	420
Древесные опилки	2,7	370
Рисовая шелуха	4,5	400
Гречневая шелуха	3,4	390

Для изучения процессов воспламенения отходов биомассы в стабильном кипящем слое были проведены эксперименты с лузгой подсолнечника. Скорость воздуха составляла 2,05 – 3,87 м/с, при этом унос частиц не превышал 40 %. Исследовался диапазон температуры воздуха 210 – 300 °С.

На рисунке 2 представлена зависимость времени пребывания частиц лузги подсолнечника в потоке горячего воздуха, до начала воспламенения, от начальной температуры подогретого воздуха.

Анализ экспериментальных данных показывает, что воспламенение частиц наблюдалось во всем исследованном диапазоне температур. Аппроксимация экспериментальной зависимости (рис. 2) имеет вид:

$$\tau_{\text{ВОСПЛ}} = 48300 \cdot \exp(-0,023 \cdot T_{\text{ВОЗД}}), \quad (6)$$

где $\tau_{\text{ВОСПЛ}}$ – максимальное время пребывания частиц биомассы в потоке горячего воздуха до начала воспламенения, с; $T_{\text{ВОЗД}}$ – температура подаваемого воздуха, °С.

Коэффициент детерминированности полученной зависимости $R^2 = 0,82$.

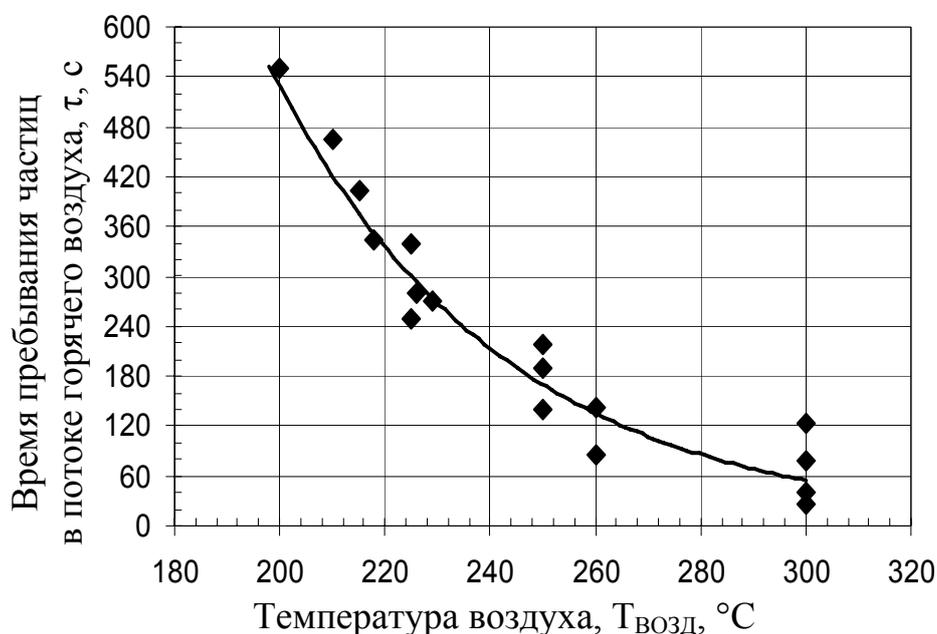


Рис. 2. Зависимость продолжительности пребывания лузги подсолнечника в потоке горячего воздуха до начала воспламенения частиц от начальной температуры подогретого воздуха

Определение аэродинамического сопротивления неподвижного слоя отходов биомассы

Процессы движения газа в слое зависят от размеров, количества и формы каналов, образуемых частицами в неподвижном слое. Эти параметры являются функциями гранулометрического состава частиц, их размеров, формы и порозности слоя.

В литературе приводится большое число зависимостей для определения аэродинамического сопротивления слоя, как правило, имеющих вид [11, 12]:

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho W_f^2}{2} \cdot \frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}, \quad (7)$$

где $\xi = f(\text{Re}, E)$ – коэффициент аэродинамического сопротивления; E – порозность слоя; W_f – скорость газа, отнесенная к площади сечения слоя, м/с; $d_{\text{ЭКВ}}$ – эквивалентный диаметр частицы биомассы или гидравлический диаметр канала, м; L – высота слоя, м.

Указанные зависимости, чаще всего, получены для конкретных форм и размеров частиц (в большинстве случаев шарообразных или приближенных к ним по форме), а также для ограниченных диапазонов величины порозности. Эти значения близки к $E = 0,4$, с диапазоном изменения $\pm 0,08$. К тому же, эти зависимости носят обобщающий характер, что дополнительно увеличивает погрешность расчетов.

Значительное отличие формы исследуемых частиц отходов биомассы от шарообразной, возможность уплотнения и изменения порозности слоя биомассы в широких пределах потребовали экспериментального подтверждения корректности использования приводимых в литературе зависимостей при вычислении сопротивления слоя органических отходов.

Экспериментальные исследования по определению аэродинамического сопротивления слоя лузги подсолнечника, древесных опилок, ореховой скорлупы показали значительное влияние порозности слоя органических отходов на его сопротивление.

Аппроксимация экспериментальных данных в виде ξ , как функция от Re , имеет вид:

$$\xi = a \cdot \text{Re}^{-b}, \quad (8)$$

где коэффициент $b = 0,7$; коэффициент a является функцией порозности слоя $a = f(E)$ (табл. 7).

Таблица 7

Расчетные зависимости для вычисления эмпирического коэффициента a

Вид биомассы	Коэффициент a
Лузга подсолнечника	$a = 10^5 \cdot (-9,69 \cdot E^3 + 19,34 \cdot E^2 - 12,97 \cdot E + 2,94)$
Древесные опилки	$a = 1,2 \cdot 10^6 \cdot e^{-10,5 \cdot E}$

Оценка точности полученных выражений показала, что относительная погрешность вычислений коэффициентов аэродинамического сопротивления в сравнении с экспериментальными данными составляет: для лузги подсолнечника 10 – 14 %, для опилок – до 20 %.

Аналогичная зависимость ξ , как функции Re , для скорлупы ореха при порозности слоя $E = 0,57$ имеет вид

$$\xi = 193 \cdot \text{Re}^{-0,6}. \quad (9)$$

Коэффициент детерминированности составляет $R^2 = 0,96$.

Выводы

Проведены экспериментальные исследования основных характеристик отходов биомассы, таких, как лузга подсолнечника, рисовая и гречневая шелуха, ореховая скорлупа, древесные опилки. Определены следующие основные параметры: гранулометрический состав материала, скорость витания частиц, температура воспламенения, аэродинамическое сопротивление насыпного слоя частиц. Полученные данные дополняют представленные в литературе характеристики отходов биомассы и позволяют более эффективно анализировать и моделировать процессы их переработки и сжигания биотоплива.

Список литературы

1. Левин Э.Д. Теоретические основы производства древесного угля. – М.: Лесная промышленность, 1980. – 152 с.
2. Альтшулер В.С., Сеченов Г.П. Процессы в кипящем слое под давлением. – М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 214 с.
3. Романков П.Г., Рашковская Н.Б. Сушка во взвешенном состоянии. – Л.: Химия, 1979. – 272 с.
4. Губинский М.В., Шишко Ю.В., Усенко А.Ю. Определение технологических возможностей получения газового топлива путем пиролиза биомассы // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2001. – № 2. – С. 120 – 125.
5. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. – Л.: Химия, 1968. – 510 с.
6. Разумов И.М. Псевдооживление и пневмотранспорт сыпучих материалов. – М.: Химия, 1972. – 240 с.
7. Забродский С.С. Гидродинамика и теплообмен в псевдооживленном (кипящем) слое. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 488 с.
8. Кунии Д., Левеншпиль О. Промышленное псевдооживление / Под ред. М.Г. Слинько и Г.С. Яблонского. – М.: Химия, 1976. – 447 с.
9. Гельперин Н.И., Айнштейн В.Г., Кваша В.Б. Основы техники псевдооживления. – М.: Химия, 1967. – 664 с.
10. Горение углерода / Предводителей А.С., Хитрин Л.Н., Цуханова О.А. и др. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1949. – 407 с.
11. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 366 с.
12. Сезоненко Б.Д., Орлик В.Н., Алексеенко В.В. Математическое моделирование теплопередачи и гидравлического сопротивления в регенеративном теплообменнике с шаровой насадкой // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. – № 5. – С. 18 – 22.
13. Губинский М.В., Шишко Ю.В. Исследование гидравлического сопротивления плотного слоя отходов биомассы // Металлургическая теплотехника. – Днепропетровск: НМетАУ. – 2001. – Т. 4. – С. 145 – 151.

Рукопись поступила 10.04.2007 г.

Шемят Т.Н. – ассистент НМетАУ

Затопляев Г.М. – ст. препод. НМетАУ

КОМПЛЕКСНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЛОКНИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ

Предложена методика комплексного определения теплофизических характеристик волокнистых материалов. Схема проведения экспериментов в нестационарном режиме позволила применить для определения теплофизических характеристик расчетно-экспериментальные методы.

Введение

Анализ состояния теплоиспользования на металлургических комбинатах Украины свидетельствует о крайне неэффективном расходовании энергии при тепловой обработке металла: по сравнению с лучшими зарубежными аналогами удельные расходы теплоты на одну тонну продукции в нашей стране в 2 – 3 раза больше.

Большим резервом экономии топлива является разработка теплоограждающих элементов печей из современных видов материалов – волокнистых огнеупоров [1]. Высокая температура применения (до 1300 °С), малая плотность ($100 \div 350 \text{ кг/м}^3$) позволяют создать принципиально новые конструкции теплоограждений. Это обеспечивает уменьшение потерь от аккумуляции теплоты футеровкой в 2 – 5 раз и на 25 – 40 % снижает расходы топлива в печах периодического действия. Кроме того, в 10 – 12 раз снижается масса ограждения и в 2 – 5 раз трудоемкость строительства печи [2].

Проблема теплоизоляции тепловых агрегатов становится одной из наиболее актуальных и, безусловно, расходы, затраченные на выполнение теплоизоляции, окупаются экономией топлива. Эффективным направлением в решении этой задачи является создание и использование новых видов теплоизоляционных материалов.

Разработка и создание новых материалов требует определения теплофизических характеристик. Зависимость теплофизических свойств от большого количества взаимно связанных друг с другом факторов делает эксперимент практически единственным источником получения данных для определения этих свойств. Одновременно с этим эксперимент является источником дополнительной информации о поведении веществ, что позволяет углубить существующие физиче-

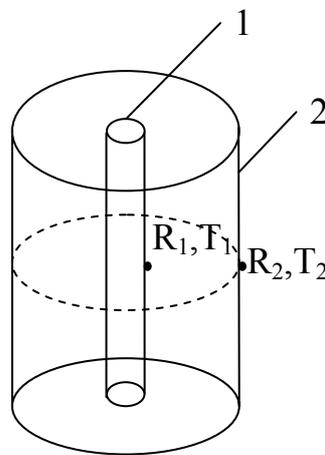
ские представления о механизмах переноса теплоты, поскольку эти механизмы относятся обычно не к реальным телам, а к некоторым их идеализированным моделям. Модельные представления о веществах дают возможность построить соответствующие расчетные методы для определения некоторых теплофизических свойств [3]. В зависимости от режимов нагрева (охлаждения) экспериментальные методы подразделяются на стационарные и нестационарные. Стационарные методы связаны со значительными затратами времени на подготовку необходимого теплового режима и на проведение самого опыта. Нестационарные методы исследования теплофизических свойств имеют ряд преимуществ по сравнению со стационарными. Они дают более широкие возможности в отношении выбора источников теплоты, чем стационарные, являются, как правило, быстропротекающими во времени, часто не требуют значительного времени на предварительную выдержку образцов при определенной температуре. Метод нестационарной теплопроводности позволяет проводить измерения при непрерывном изменении температуры до желаемого значения. Это дает возможность получить сразу непрерывный ряд значений измеряемого теплового параметра в широком интервале температур, в то время как во всех стационарных методах такой ряд может быть получен из отдельных опытов, соответствующих различным стационарным тепловым режимам, число которых обычно ограничено [4].

Нестационарные методы исследования теплофизических свойств веществ могут базироваться как на теории процесса теплопроводности в начальной стадии, так и на решениях задач теплопроводности, полученных применительно к основной стадии процесса теплопроводности. Они позволяют из одного опыта найти какой-либо один теплофизический параметр. Если необходимо иметь данные по ряду физических свойств, то такой комплекс физических параметров может быть получен путем комбинации двух или нескольких приборов. Это связано с применением нескольких образцов из исследуемого материала и трудностями сохранения идентичности свойств при их изготовлении, с увеличением погрешностей, а также затратой времени на проведение измерений. Поэтому в настоящее время уделяется большое внимание возможности одновременного определения нескольких теплофизических свойств из одного опыта, на одной установке и на одном образце.

Постановка задачи

Для получения надежных экспериментальных данных исследования лучше проводить на одном образце, но с использованием нескольких различных независимых друг от друга методов. Кроме того, в зависимости от рода исследуемого материала в некоторых случаях оказываются предпочтительными одни, а в других – иные методы исследования.

На кафедре ТЭМП НМетАУ разработана и освоена установка для исследования теплопроводности волокнистых теплоизоляционных материалов в интервале температур 20 – 800 °С с применением измерительного креста [5]. На базе данной установки, располагая экспериментальными температурами в различных точках образца, можно определить комплекс теплофизических свойств материала в начальной и регулярной стадиях прогрева. В начальной стадии определяются значения температуропроводности и теплоемкости, в квазистационарной – теплопроводности. Метод основывается на аналитическом описании температурного поля, создаваемого действием бесконечно длинного источника тепла постоянной мощности радиусом $r_0 = R_1$. Расчетная схема приведена на рисунке 1.



*Рис. 1. Расчетная схема
1 – нагревательный элемент,
2 – исследуемый образец
волокнистого материала*

Задача формулируется в виде:

$$\frac{1}{a_2} \frac{\partial T_2}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r}, \quad R_1 \leq r < R_2; \quad (1)$$

$$\frac{1}{a_1} \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{q_v}{\lambda_1}, \quad 0 \leq r \leq R_1; \quad (2)$$

$$T_1(r, 0) = T_2(r, 0) = T_0, \quad (3)$$

$$T_1(R_1, \tau) = T_2(R_1, \tau), \quad (4)$$

$$\lambda_1 \left. \frac{\partial T_1(r, \tau)}{\partial r} \right|_{r=R_1} = \lambda_2 \left. \frac{\partial T_2(r, \tau)}{\partial r} \right|_{r=R_1}, \quad (5)$$

$$T_2(R_2, \tau) = T_0, \quad (6)$$

где λ_1, a_1 – соответственно коэффициенты тепло- и температуропроводности нагревательного элемента; λ_2, a_2 – соответственно коэффи-

циенты тепло- и температуропроводности исследуемого материала; $q_v = q_L/S$ – объемные источники тепла; S – площадь поперечного сечения нагревателя.

Слой 1 – нагревательный элемент, слой 2 – исследуемый образец волокнистого материала.

Решение задачи (1) – (6) приведено в [8]. При проведении экспериментальных исследований температура измерялась в точках: $r = R_1$; $r = 0,1R_2$; $r = 0,5R_2$; $r = R_2$. Результаты экспериментов приведены на рис. 2. Анализ полученных данных позволяет выделить начальную и квазистационарную стадии нагрева.

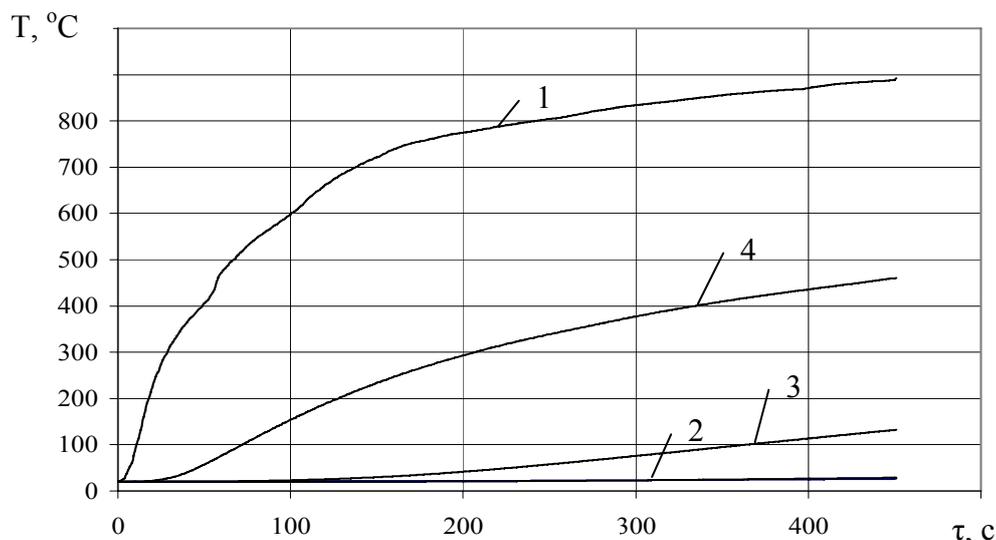


Рис. 2. Экспериментальная температура в точках: 1 – $r = R_1$; 2 – $r = R_2$; 3 – $r = 0,5R_2$; 4 – $r = 0,1R_2$

Расчет коэффициента температуропроводности можно произвести, исходя из отношения избыточных температур образца в последовательные моменты времени в точке $r = 0,1R_2$ [6].

Учитывая, что

$$\frac{T_2(r, \tau) - T_0}{T_2(r, \tau) - T_2(r, \tau_1)} \cdot \ln \frac{\tau}{\tau_1} = \ln \frac{4 \cdot a_2 \cdot \tau}{\gamma \cdot r^2}$$

и введя обозначение:

$$A = \frac{T_2(r, \tau) - T_0}{T_2(r, \tau) - T_2(r, \tau_1)},$$

получим

$$\left(\frac{\tau}{\tau_1} \right)^A = \frac{4a_2\tau}{\gamma \cdot r^2}.$$

Тогда коэффициент температуропроводности определяется из соотношения

$$a_2 = \frac{\gamma \cdot r^2}{4\tau} \left(\frac{\tau}{\tau_1} \right)^A, \quad (7)$$

где $\gamma = 0,5772$ – постоянная Эйлера; τ_1 – время начала нагрева.

Для определения коэффициента теплопроводности можно воспользоваться решением дифференциального уравнения теплопроводности (1) для полого цилиндра при нагревании внутренней поверхности источником постоянной мощности ($q_1 = \text{const}$) в адиабатных условиях на внешней поверхности ($q_2 = 0$) [4].

Решение уравнения (1) при фиксированном τ в квазистационарной стадии позволяет получить следующее соотношение:

$$\lambda_2 = \frac{q_1 \cdot R_1}{2 \cdot \Delta T \cdot (r^2 - R_1^2)} \cdot \left(R_1^2 - r^2 + 2 \cdot r^2 \cdot \ln \frac{r}{R_1} \right), \quad R_1 \leq r < R_2, \quad (8)$$

где R_1 и r – соответственно внутренний радиус слоя 2 и радиус в точке измерения температуры, который принимает следующие значения: $r = R_1$; $r = R_2$; $r = 0,1R_2$; $r = 0,5R_2$; q_1 – плотность теплового потока; ΔT – радиальный температурный перепад $\Delta T = T_2|_{r=R_1} - T_2|_r$.

Теплоемкость определялась из соотношения:

$$C_2 = \frac{\lambda_2}{a_2 \cdot \rho_2}. \quad (9)$$

Анализ результатов экспериментальных исследований

Результаты определения теплофизических характеристик волокнистых мулитокремнеземистых плит МКРП-340 Северского комбината плотностью 369 кг/м^3 с массовой долей Al_2O_3 не менее 50 % при различных температурах приведены в таблице 1.

Таблица 1

Теплофизические характеристики волокнистых материалов
плотностью 369 кг/м^3

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$	$a \cdot 10^7, \text{м}^2/\text{с}$	$C_p, \text{Дж/кг}$
100	0,1979	4,9	977,19
200	0,2044	5,6	874,98
300	0,2149	6,1	820,77
400	0,2294	6,4	814,56
500	0,2479	6,5	856,35
600	0,2704	6,4	946,14
700	0,2969	6,1	1083,93
800	0,3274	5,6	1269,72

Теплофизические свойства исследованного материала можно описать следующими уравнениями:

$$\lambda = 0,1954 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot t + 2 \cdot 10^{-7} \cdot t^2,$$

$$a = 4 \cdot 10^{-7} + 1 \cdot 10^{-9} \cdot t - 1 \cdot 10^{-12} \cdot t^2$$

$$C = 1127,4 - 1,7421 \cdot t + 0,0024 \cdot t^2$$

По измеренной в процессе эксперимента мощности нагревателя и рассчитанным теплофизическим характеристикам определено температурное поле образца. Сравнение значения температуры в точке $r = 0,1R_2$, полученной в эксперименте, с расчетной, дало удовлетворительное соответствие [7].

Выводы

Разработанная методика позволяет определять комплекс теплофизических параметров волокнистых материалов в диапазоне температур 100 – 800 °С за один опыт.

Такая схема проведения экспериментов позволяет применять для определения теплофизических характеристик также методы, основанные на решении обратных задач теплопроводности [3].

Список литературы

1. Кашеев И.Д., Ладыгичев М.Г., Гусовский В.Л. Огнеупоры: Материалы, изделия, свойства, применение. – М.: Теплоэнергетика, 2003. – 336 с.
2. Мартыненко В.В., Дергапуцкая Л.А. Эффективные теплоизоляционные легковесные и волокнистые огнеупоры // Огнеупоры. – 1993. – № 6. – С. 19 – 21.
3. Веселовский В.Б. Метод последовательных интервалов в исследовании теплофизических процессов // Metallургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги. – 2004. – С. 255 – 265.
4. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена: Учеб. пособие для вузов. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.
5. Шемет Т.Н., Затопляев Г.М. Исследование теплопроводности волокнистых материалов // Metallургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги. – 2005. – С. 456 – 462.
6. Методы определения теплопроводности и температуропроводности / А.Г. Шашков, Г.М. Волохов, Т.Н. Абраменко, В.П. Козлов. – М.: Энергия, 1973. – 336 с.

7. Шемет Т.Н. Определение теплофизических характеристик волокнистой теплоизоляции нагревательных печей // Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу. – Дніпропетровськ, Дніпропетровський національний університет, 2006. – С. 70 – 71.

8. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 400 с.

Рукопись поступила 30.03.2007 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Абдулин М.З., Дворцин Г.Р., Жученко А.М., Кулешов Ю.А., Милко Е.И.</i> Эффективное сжигание топлива в огнетехнических объектах металлургии.	3
<i>Абраменков Ю.Я., Сысоева Т.Е.</i> Теоретический анализ работы газогорелочных устройств в связи с теплообменом в рабочем пространстве секционных термических печей.	14
<i>Бойко В.Н., Бойко Г.В.</i> Грануляция высокотемпературных расплавов в струйном аппарате.	23
<i>Бойко В.Н., Федоров О.Г.</i> Расчет печи циклонного типа для термообработки мелкодисперсных материалов.	33
<i>Веселовский В.Б., Босенко Т.М., Горелова К.В.</i> Структурный метод решения задач теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учётом тепловой памяти.	44
<i>Веселовский В.Б., Малая Ю.А., Гнедаш К.И.</i> Математическое моделирование импульсных теплотехнологических процессов.	53
<i>Веселовский В.В.</i> Решение задач контактного теплообмена структурным методом.	62
<i>Воробьева Л.А., Затопляев Г.М., Губинский В.И., Сибирь А.В., Затопляев П.Г., Шляховой П.В.</i> Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в металлическом трубчатом регенераторе.	71
<i>Гинкул С.И., Казанцев Е.И., Лебедев А.Н., Прокофьева Н.В.</i> Моделирование нагрева слитка в регенеративных нагревательных колодцах.	78
<i>Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М., Косенко Ю.А.</i> Результаты испытания и эффективность пульсационно-акустического сжигания топлива.	86
<i>Гичёв Ю.А., Гребенюк А.В., Перцевой В.А.</i> Гидравлическое моделирование запирающих свойств звуковых и дозвуковых газовых струй.	96
<i>Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л.</i> Аналитический расчёт нагрева (охлаждения) двухслойного шара.	105
<i>Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л., Парфёнов А.И.</i> Распределение температуры материалов по радиусу доменной печи в виде квадратичной параболы.	109

<i>Грес Л.П., Быстров А.Е., Флейшман Ю.М.</i> Исследование влияния скорости теплоносителей на параметры теплообмена в насадке воздухонагревателя.	116
<i>Грес Л.П., Миленина А.Е., Щурова Н.И.</i> Анализ зависимостей давления насыщения водяного пара от температуры при расчетах температур подогрева компонентов горения воздухонагревателей доменных печей.	122
<i>Губинский М.В., Кремнева Е.В., Шшико Ю.В., Шевченко Г.Л., Усенко А.Ю.</i> Исследование процесса термоокислительного пиролиза биомассы в плотном слое.	130
<i>Гупало Е.В., Гупало В.И., Шутенко Ю.Л.</i> Эффективность применения коксового газа для отопления кольцевых печей.	137
<i>Ерёмин А.О.</i> Работа регенеративной системы отопления на низкокалорийном топливе без сброса дыма в обвод регенераторов.	144
<i>Землянка О.О., Губинський М.В.</i> Експериментальне дослідження роботи перемішуючих пристроїв з метою гідродинамічного вдосконалення роботи біогазової установки.	151
<i>Ильченко К.Д., Тарасевич Т.Ю.</i> Исследование типов поверхностей зависимости теплофизических свойств смесей металлургических материалов от состава и температуры.	157
<i>Ильченко К.Д., Тарасевич Т.Ю.</i> Повышение качества энергетических топлив – основное условие экономии природного газа.	163
<i>Кошельник О.В.</i> Розрахунок коефіцієнтів променистого теплообміну запиленних газових потоків в насадках регенераторів паливних печей.	171
<i>Мануйленко А.А.</i> Динамика химического превращения материала.	177
<i>Недопекин Ф.В., Белоусов В.В., Кравец В.А., Бодряга В.В.</i> Повышение экологической безопасности при переливах чугуна путем учёта влияния аэродинамики выбросов.	187
<i>Ольшанский В.М., Гринберг В.Я., Демидович Н.О., Гупало Е.В.</i> О проблеме управления нагревом труб перед калибровкой с заданной точностью при минимальном расходе топлива.	193
<i>Павленко А.М., Климов Р.А.</i> Перемещение капель дисперсной фазы при вскипании эмульсий.	203
<i>Пульпинский В.Б., Губинский В.И.</i> Численно-аналитическое решение задачи нагрева (охлаждения) цилиндра бесконечной длины при общем граничном условии второго рода.	211

<i>Радченко Ю.Н., Веселова С.П., Щурова Н.И.</i> Использование низкопотенциальных ВЭР в системах вентиляции.	215
<i>Ревун М.П., Барищенко Е.Н., Баилий С.В.</i> Методика расчета параметров импульсного отопления термических печей.	219
<i>Ревун М.П., Каюков Ю.Н., Чепрасов А.И.</i> Оптимизация мало-окислительного нагрева металла при использовании топлива, кислорода и переменного коэффициента расхода воздуха.	225
<i>Романько Я.В., Решетняк С.И.</i> Модель тепловой подготовки промежуточного ковша.	237
<i>Румянцев В.Д.</i> Аналитическое описание регулярного режима нагрева (РРН) круглого полого цилиндра неограниченной длины и полого шара при $q_{\text{п}} = \text{const}$ по инженерной модели.	246
<i>Румянцев В.Д.</i> Расчет инерционного периода нагрева тел при $q_{\text{пов}} = \text{const}$	254
<u>Свинолобов Н.П.</u> , <i>Бровкин В.Л.</i> Решение сопряженной задачи нагрева тел в камерной печи при постоянной мощности с учетом тепловых потерь.	264
<i>Форись С.Н., Федоров С.С., Федоров О.Г.</i> Разработка и реализация рациональных режимов работы шахтных известково-обжиговых печей.	278
<i>Хобта А.С., Лукьянов А.В., Боганов О.Н., Черный А.А., Яровой С.Н.</i> Анализ стойкости сводовых огнеупоров на двухван-ных сталеплавильных агрегатах ОАО «АМК»	287
<i>Чепрасов О.И., Иванов В.И., Каюков Ю.М., Андрієнко О.М.</i> Підвищення теплової ефективності роботи полум'яних рециркуляційних печей під час відпалювання сталевих злитків.	298
<i>Шевченко Г.Л., Шишко Ю.В., Усенко А.Ю., Кремнева Е.В.</i> Исследование основных характеристик отходов биомассы как топлива.	305
<i>Шемет Т.Н., Затопляев Г.М.</i> Комплексное определение теплофизических характеристик волокнистых материалов.	314

Збірник наукових праць
Міністерство освіти і науки України
Національна металургійна академія України

МЕТАЛУРГІЙНА ТЕПЛОТЕХНІКА

Збірник наукових праць
Російською та українською мовами

Технічний редактор **О.В. Гупало**
Коректор **В.О. Гореленко**

Здано на складання 1.06.07. Підписано до друку 18.06.07. Формат 84x108/32
Папір офсетний. Гарнітура літературна. Умовн. друк. арк. 19,1.
Обл.-видавн. арк. 21,2. Тираж 100 прим.

Видавництво ПП Грек О.С.
49000, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя 1/4.
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2350 від 22.11.2005 р.

Віддруковано ПП Шевелєв Є.О.
Свідоцтво про внесення до державного реєстру
Серія В00 № 677317 від 11.01.2007 р.
52005, с. Ювілейне, вул. Фрунзе 8/11
Замовлення № 1981

ISBN 966-96596-4-7

М 54 **Металургійна теплотехніка:** Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2007.– 324 с.

ISBN 966-96596-4-7

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики у металургії, ефективного використання палива, моделювання та експериментального дослідження теплофізичних процесів.

ББК 31.3