

ТЕПЛОТЕХНІКА ТА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

УДК 669.162

Хаджинов А.С.¹, Хаджинов Е.А.², Тищенко В.А.³

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ ДОМЕННОГО ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЯ

Разработана математическая модель воздухонагревателя доменной печи. Трехмерная задача теплообмена в насадке сведена к двухмерной задаче в эквивалентных цилиндрических ячейках. Нелинейные граничные условия теплообмена аналитически описываются через свойства газовой и твердой фазы. Произведено сравнение результатов расчета на модели с работой ВН №5 ОАО «ММК им. Ильича».

Ключевые слова: воздухонагреватель доменной печи, насадка, математическая модель.

Хаджинов О.С., Хаджинов Є.О., Тищенко В.А. Математичне моделювання теплової роботи доменного повітрянагрівача. Розроблена математична модель повітрянагрівача доменної печі. Трьохмірна задача теплообміну в насадці зведена до двомірної задачі в еквівалентних циліндричних чарунках. Нелінійні межові умови теплообміну аналітично описуються через властивості газової та твердої фази. Виконано порівняння результатів розрахунку на моделі з роботою ПП №5 ОАО «ММК ім. Ілліча».

Ключові слова: повітрянагрівач доменної печі, насадка, математична модель.

A.S. Hadjinov, E.A. Hadjinov, V.A. Tishenko. Mathematical modeling of blast-stove functioning. Developed was a mathematical model for blast furnace stove.. Three-dimensional problem of heat transfer in the nozzle is reduced to two-dimensional problem in the equivalent cylindrical cells. Nonlinear boundary conditions of heat transfer analytically described by the properties of the gas and solid phases. The obtained results were compared with the blast stove s of No 5 blast furnace of "Ilyich" iron and steel works" PJSC.

Key words: blast furnace air heater, nozzle, mathematical model.

Постановка проблемы. Существует множество аналитических моделей тепловых процессов протекающих в насадке регенератора [1, 2], однако все они имеют существенные допущения. Предлагаемые математические модели работы воздухонагревателей (ВН) также имеют допущения, и разрабатываются авторами для конкретных целей.

В последние годы за рубежом начали использовать математические модели тепловой работы ВН, которые являются составной частью АСУТП доменных печей. По данным фирмы «Siemens-VAI» это позволяет: минимизировать расход топливного газа, снизить затраты на техобслуживание и увеличить срок службы ВН.

Учитывая огромные энергетические мощности ВН и большие финансовые затраты на их капитальный ремонт задача создания эффективных моделей доменных ВН остается актуальной. Критерием оценки эффективности математической модели может служить практическая применимость предложенной модели на практике.

Анализ последних исследований и публикаций. Теорию регенерации теплоты в доменных ВН развивали и внесли в нее значительный вклад И.Д. Семикин, Э.М. Гольдфарб, С.И. Аверин, Б.А. Левченко, В.М. Кошельник, В.Н. Тимофеев, Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, С.П. Каштанова, Ю.Г. Ярошенко, В.Л.Советкин, Я.П. Калугин, Л.П. Грес, Х. Хаузен, Т. Хитаваси др.

Большинство авторов (А. Виллмонт, П. Кун, Т. Хитаваси и др.) при моделировании теп-

¹ канд. техн. наук, доцент, Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

² науч. сотрудник, ИЭЭ Приазовский государственный технический университет, г. Мариуполь

³ старший науч. сотрудник, НТЦ «Энергосбережение», г. Мариуполь

ловой работы ВН использовали теорию рекуперативной аналогии, что при определенных параметрах процесса и характеристиках регенератора дает значительную погрешность.

Б.А. Левченко и В.М. Кошельник разработали математическую модель с использованием метода элементарных тепловых балансов. При этом делалось допущение постоянства температуры в горизонтальном сечении насадки.

Л.П. Гресом, с сотрудниками [6], разработана математическая модель ВН в которой, для повышения точности расчетов значения теплофизических свойств теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи принимали зависящими от температуры для каждого слоя, при этом теплофизические свойства слоев насадки рассчитывались по средней температуре слоя за интервал времени. Для камеры горения отдельно разработана аналитико-численная модель [3], которая позволяла определить состав и температуру продуктов сгорания входящих в насадку.

Цель статьи – на основе нелинейных дифференциальных уравнений теплообмена и уравнений теплового и материального баланса построить двухмерную математическую модель тепловой работы доменного воздухонагревателя.

При разработке модели были поставлены следующие задачи:

- модель должна учитывать влияние на тепловую работу следующих факторов: конструктивные особенности ВН, состав топлива, состав воздуха подаваемого на горение и избыток воздуха, теплофизические свойства огнеупоров и газовой фазы в зависимости от температуры и параметры дутья;

- модель должна достаточно хорошо описывать переходные процессы работы (при переходе с одного режима работы на другой);

- модель должна обеспечить возможность работы АСУТП в реальном масштабе времени.

Изложение основного материала.

Физическое описание процесса

Рассматривается ВН с встроенной камерой сгорания и насадкой из шестигранных огнеупорных блоков с вертикальными цилиндрическими ячейками. Воздухонагреватель состоит из камеры сгорания и насадки.

В первом блоке модели моделируются процессы в камере сгорания. В камеру сгорания поступает топливо (смесь природного и доменного газа в заданном соотношении) и воздух с заданным коэффициентом расхода воздуха. На основе теплового и материального баланса для камеры сгорания, определяется состав и действительная температура продуктов сгорания. Предполагается, что сгорание топлива полное и при расчете действительной температуры пирометрический коэффициент, учитывающий тепловые потери равен 0,95 [2, 4]. Нагрев и охлаждение кладки камеры сгорания не учитывалось.

Во втором блоке моделируется тепловая работа насадки ВН, в которую периодически поступают дымовые газы и холодное дутье. Теплообмен в насадке представляет собой периодически повторяющийся процесс нагрева и охлаждения насадки. Эти отдельные чередующиеся периоды связываются так, что в каждом последующем периоде нагрева или охлаждения в качестве начального распределения температур по сечению насадки принимаются температурное поле, полученное в конце предыдущего периода.

Если периодический процесс повторяется достаточно долго, то начальное состояние кладки перестает влиять на температурное поле в последующих периодах. Наступает установившееся состояние периодического процесса, при котором приход тепла в насадку за период нагрева равен расходу тепла за период охлаждения.

Для упрощения задачи насадка рассматривается состоящей из одинаковых цилиндрических ячеек, количество которых равно числу каналов в насадке. При этом внутренний диаметром цилиндрической ячейки равен диаметру отверстия в блоках насадки, а наружный эффективный диаметр определяется из условия постоянства массы насадки фактической и модельной:

$$D_{эв} = \sqrt{4F/\pi \cdot N} \quad (1)$$

где F – площадь поверхности сечения насадки, m^2 ;

N – число каналов в насадке.

Для огнеупорных блоков с числом каналов равным 12, наружный эффективный диаметр составит:

$$D_{эв} = \sqrt{S_6/3 \cdot \pi} \quad (2)$$

где S_6 – площадь горизонтальной поверхности огнеупорного блока, m^2 ;

Дифференциальные уравнения теплообмена в насадке регенератора для двухмерной нестационарной задачи в цилиндрической системе координат записаны в виде:

- для твердой фазы

$$c \cdot \rho \frac{\partial t(z, r, \tau)}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \cdot \lambda \frac{\partial t(z, r, \tau)}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda \frac{\partial t(z, r, \tau)}{\partial z} \right]; \quad (3)$$

- для газовой фазы

$$c_r \cdot \rho_r \cdot \left[\omega_r \frac{\partial t_r(z, \tau)}{\partial z} + \frac{\partial t_r(z, \tau)}{\partial \tau} \right] = \alpha \frac{P}{S} [t_r(z, \tau) - t_c(z, \tau)] \quad (4)$$

Здесь $t(z, r, \tau)$ – поле температур твердой фазы, $^{\circ}C$; z и r – оси координат по вертикали и по радиусу отверстия в насадке, m ; τ – время, s ; λ – коэффициент теплопроводности насадки (функция температуры), $Вт/м^{\circ}град$; ρ – плотность материала насадки (функция температуры), $кг/м^3$; c – удельная теплоемкость насадки (функция температуры), $Дж/кг^{\circ}град$; $t_r(z, \tau)$ и $t_c(z, \tau)$ – поле температур газовой фазы и поверхности стенки, $^{\circ}C$; c_r – удельная теплоемкость газовой фазы (функция температуры), $Дж/кг^{\circ}град$; ρ_r – плотность газовой фазы, (функция температуры), $кг/м^3$; ω_r – скорость газовой фазы, $м/с$; α – коэффициент теплоотдачи между газовой фазой и поверхностью насадки, $Вт/м^2^{\circ}град$; P – периметр канала насадки, ($P = \pi \cdot d$), $м$; S – площадь сечения канала насадки, ($S = \pi \cdot d^2 / 4$), $м^2$.

При этом предполагалось, что в газовой фазе перенос тепла осуществляется путем конвективного теплообмена в направлении оси z , а по радиусу цилиндрического отверстия за счет идеального перемешивания температура газовой фазы остается постоянной.

Теплообмен на границе внутри канала насадки описывался граничными условиями 3 - го рода, где α – нелинейная функция описывающая влияние конвективного и лучистого теплообмена. Для нахождения коэффициента теплоотдачи конвекцией использовались общепризнанные уравнения подобия [2, 4]. Лучистый коэффициент теплоотдачи находился только для периода нагрева, так как в период дутья величиной лучистого теплообмена можно пренебречь. При этом плотность теплового потока от продуктов сгорания к стенке насадки определялась по уравнению лучистого теплообмена между газом и его оболочкой [5]:

$$q = \frac{\sigma_0 (T_r^4 + T_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (5)$$

где σ_0 - коэффициент излучения абсолютно черного тела, $Вт/м^2 \cdot K^4$;

T_r и T_c – температуры газа и поверхности стенки, K ;

ε_r и ε_c – степень черноты газовой фазы и поверхности стенки насадки;

Эмпирическая формула для расчета степени черноты продуктов сгорания в насадке взята из источника [7].

Граничные условия теплообмена на внешней стороне ячейки, а также на верхней и нижней частях насадки ВН принимались как адиабатические.

Физические свойства продуктов сгорания, дутья, материалов насадки представлены в модели в виде аналитических зависимостей от температуры. В расчетах учитывалось, что материал насадки различный на разных уровнях.

Для анализа эффективности работы ВН в математической модели рассчитывались интегральные показатели работы: тепловая мощность ВН в период нагрева и в период дутья, относительная величина потерь тепла с уходящими продуктами сгорания.

Численное решение задачи

Численное решение дифференциальных уравнений (3 и 4) с учетом условий однозначности, получено на основе метода конечных разностей. Использовался 4-х точечный шаблон и неявная схема. Математическая модель вначале выполняла расчеты для камеры сгорания, а затем последовательно выполняла расчеты нагрева и охлаждения кладки для периодов нагрева и дутья соответственно. Расчет выполнялся до достижения установившегося состояния (50 – 60 циклов). Начальная температура насадки принималась 100, 200 и 500 $^{\circ}C$ и как показали результаты расчета, на установившееся состояние не влияла.

Точность решения задачи оценивалась по величине относительной погрешности – δ .

$$\delta = \frac{t' - t''}{t''} \quad (6)$$

где t' и t'' – результаты расчета, полученные с различным шагом (Δz , Δr и Δt), отличающимся более чем в 2 раза.

Расчеты выполнялись на следующих шагах: $\Delta z = 0,1$ м, $\Delta r = 1,6$ мм и $\Delta t = 1$ с, при этом погрешность расчета температуры дутья и уходящих дымовых газов составила не более 0,02 %.

Математическая модель реализована на языке Delphi.

Апробация математической модели

Апробация модели проведена на параметрах работы ВН №5 доменного цеха ММК им. Ильича. Насадка ВН выполнена из шестигранных блоков с внутренним диаметром ячейки 41 мм, полная поверхность нагрева составляет 20 181 м², высота насадки – 35 м. Технологические параметры: топливо – смесь доменного и природного газа, с содержанием последнего 2,5 %, расход топлива 25 тыс. нм³/час, расход дутья 158 тыс. нм³/час, температура холодного дутья 100 °С, температура дутья подаваемого на печь 1020 - 1080 °С, допустимая температура купола 1400°С, длительность периода нагрева 12600 с, периода дутья 5400 с, длительность паузы 900с.

Для поддержания постоянной температуры горячего дутья на ВН подают только часть холодного дутья, а оставшуюся часть пропускают через байпасную линию и смешивают с горячим дутьем. Регулируя расход дутья через байпасную линию поддерживают постоянной температуру смешанного дутья, подаваемого на доменную печь. Аналогичный режим управления поддержания температуры горячего дутья реализован и на модели.

На рис. 1 приведены результаты моделирования работы ВН в установившемся режиме работы. Температура уходящих газов на выходе из ВН в процессе нагрева насадки растет, от

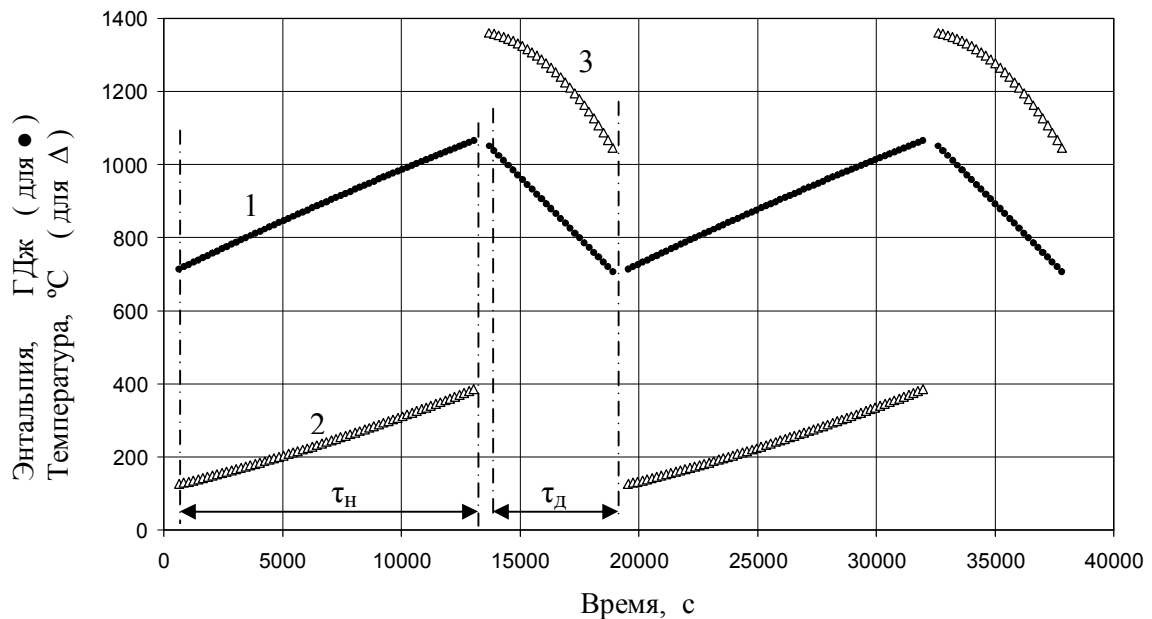


Рис. 1 – Динамика процесса нагрева и охлаждения ВН в установившемся режиме:
1 – энтальпия насадки ВН; 2 – температура уходящих газов; 3 – температура дутья на выходе из воздухонагревателя

125 до 390 °С. Средняя тепловая мощность в период нагрева составляет 28,4 МВт, в период дутья 66,27 МВт, потери тепла с уходящими газами – 14,5 %. Энтальпия насадки воздухонагревателя изменяется циклически (кривая 1, рис. 1), причем зависимость от времени практически линейная как для периода нагрева, так и для периода дутья.

Необходимо заметить, что температура дутья подаваемого на доменную печь (смесь горячего и холодного дутья) при моделировании является исходным параметром и задается оператором. Приведенные результаты расчетов соответствуют максимально достижимой температуре дутья. Для данных условий работы ВН №5, при избытке воздуха на горение 15%, температура продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания равна 1365 °С, а максимально достижимая температура горячего дутья подаваемого на доменную печь составила 1040 °С.

Температура дутья проходящего через насадку нагревателя (кривая 3, рис. 1), в цикле дутья монотонно снижается от 1360 °С до 1040 °С.

Для поддержания заданной температуры дутья подаваемого на печь (смесь горячего дутья и холодного, прошедшего через байпасную линию), долю горячего дутья приходится увеличивать от 73 до 100 % (рис. 2).

Сравнение расчетных и экспериментальных данных полученных на ВН №5, выполнено по температуре уходящих продуктов сгорания, и приведено на рис. 3. Совпадение достаточно хорошее, учитывая, что модель не подвергалась адаптации к конкретным особенностям работы рассматриваемого ВН.

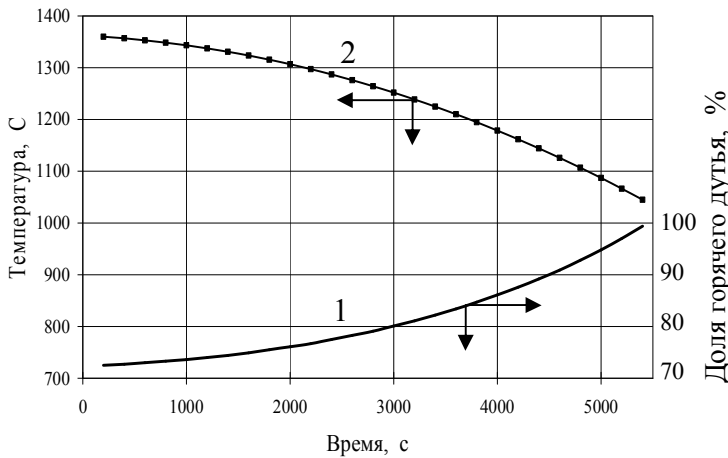


Рис. 2 – Динамика изменения доли дутья проходящего через ВН при постоянной температуре смешанного дутья 1040°С: 1 – доля горячего дутья в смеси; 2 – температура дутья прошедшего через ВН;

На рис. 4 приведены расчетные значения температур по высоте насадки. Результаты приведены для установившегося режима в конце циклов (нагрева и охлаждения). Перепад температур между греющей средой – продуктами сгорания и нагреваемой насадкой в конце цикла нагрева очень незначителен, менее 30 °С. Для цикла дутья перепад температур дутья / поверхность насадки, достигает 80°С.

Наибольшие перепады температур возникают в первые минуты после перехода с цикла нагрева на дутья и наоборот. Аналогично поведение перепада температур и по толщине насадки. Очевидно, температура насадки достигает максимального значения в конце периода нагрева, а минимального в конце периода дутья. Распределение температур насадки по высоте в эти моменты времени приведены на рис. 4 (кривые 2 и 3). В нижней зоне насадки температура колеблется в пределах 100 – 340 °С, а верхней 1100 – 1360 °С, что хорошо согласуется экспериментальными результатами.

3

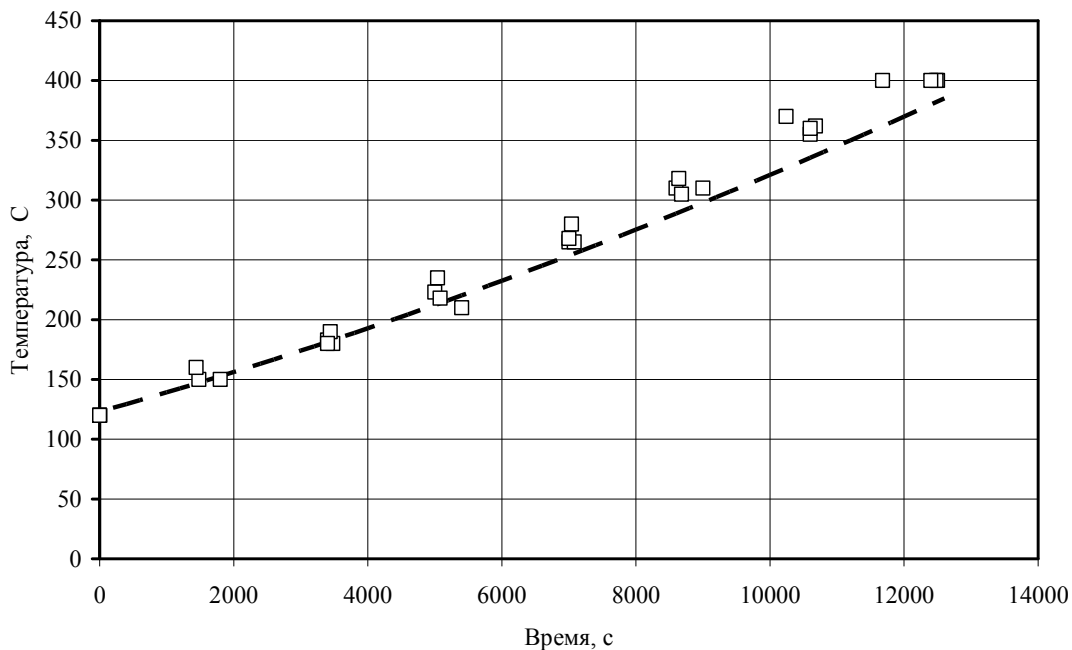


Рис. 3 – Сравнение температуры уходящих газов на ВН №5 ММК им. Ильича с результатом моделирования (пунктирная кривая – расчет, точки – эксперимент)

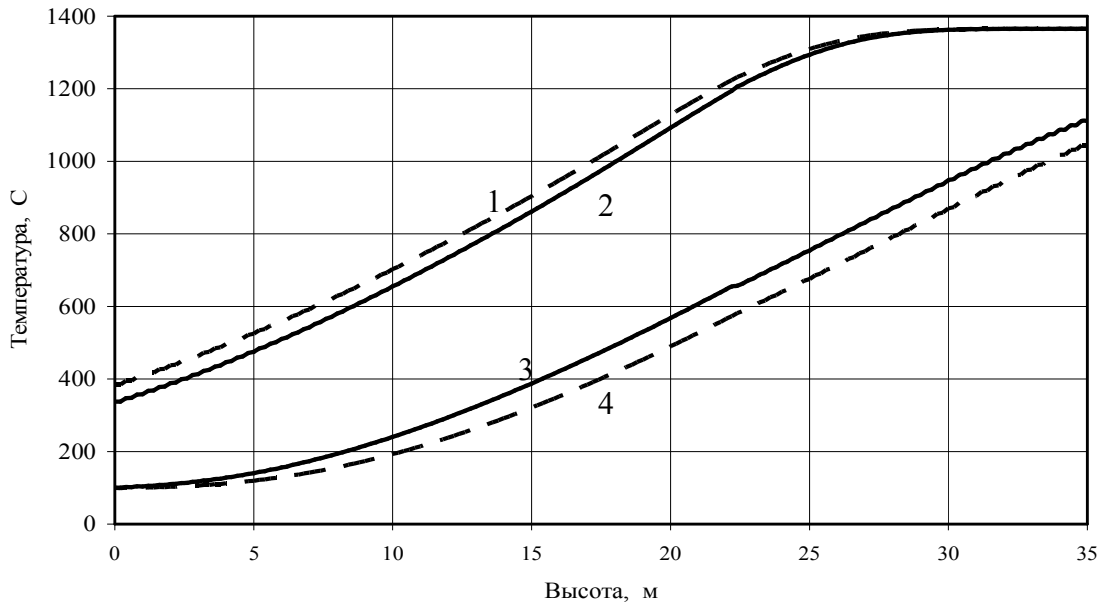


Рис. 4– Распределение температур по высоте насадки в конце периодов нагрева и дутья: 1 – температура дымовых газов; 2 – температура кладки в период нагрева; 3 – температура кладки в период дутья; 4 – температура дутья

Выводы

1. Разработана двухмерная математическая модель доменного воздухонагревателя, которая базируется на основе нелинейных дифференциальных уравнений теплообмена в твердой газовой среде, а также на уравнениях теплового и материального баланса для камеры сгорания.
2. Проведенное сравнение результатов расчета и фактических данных работы ВН №5 доменного цеха ММК им. Ильича показало достаточно хорошую адекватность модели.
3. Математическая модель может быть использована для исследования влияния технологических параметров нагрева дутья и оптимизации работы доменных ВН.

Список использованных источников:

1. Гольдфарб Э.М. Теплотехника металлургических процессов. – М. «Металлургия», 1987. – 439 с.
2. Грес Л.П. Высокоэффективный нагрев дутья: монография. – Днепропетровск: Пороги, 2008. – 492 с.
3. Грес Л.П., Каракаш Е.А., Флейшман Ю.М. и др. Математическое моделирование тепловой работы доменного воздухонагревателя//Металлургическая теплотехника: Сб. научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2006, с. 99 – 109.
4. Хийш Л.И. Конвективный теплообмен: учебное пособие. – Мариуполь: ПГТУ, 2006. 250с.
5. Хийш Л.И. Тепломассообмен: учебное пособие, ч.1. – Мариуполь: ПГТУ, 2002. – 258 с.
6. Грес Л.П., Малый В.В., Абросимов Н.И. и др. Исследование особенностей тепловой работы воздухонагревателей в современных условиях./Металлургическая теплотехника: Сб. научных трудов НМетАУ, т.1. – Днепропетровск, 1999. – с. 102-104.
7. Справочник теплоэнергетика предприятий цветной металлургии. Под ред. О.Н. Багрова и З.Л. Берлина. М.: Metallurgy, 1982. 456с.

Рецензент: В.А. Маслов
д-р техн. наук, проф. ПГТУ

Статья поступила 12.04.2010 г.