

Анализ мероприятий по повышению эффективности тепловой работы рекуператоров нагревательных печей

Разработана универсальная методика по определению значения коэффициента рекуперации для произвольных значений технологических и конструктивных параметров. Представлена схема ее использования для обоснования целесообразности конкретных действий по увеличению значения коэффициента рекуперации. Введено понятие динамической характеристики рекуператора, которая описывает изменение коэффициента рекуперации, достигаемого конкретным теплообменником при различных параметрах технологии нагрева.

Ключевые слова: нагревательная печь, рекуператор, коэффициент использования топлива, коэффициент рекуперации, технология нагрева

Нагрев металла перед прокаткой является важным этапом формирования качества и цены готовой продукции. В структуре общезаводских затрат энергии, выделяющейся при сгорании газообразного топлива, доля, приходящаяся на пламенные нагревательные печи, одна из наиболее значительных. В настоящее время остро стоит проблема разработки и внедрения энергосберегающих технологий нагрева металла перед прокаткой, что вызвано тенденцией неуклонного роста цен на энергоносители.

Для анализа эффективности тепловой работы нагревательных печей принято использовать величины коэффициента полезного действия, который представляет собой долю химической энергии топлива, усвоенной нагреваемым материалом, и коэффициента использования топлива, соответствующего доле химической энергии топлива, оставленной в рабочей камере (эта энергия идет на нагрев материала и покрытие теплопотерь рабочей камеры). Чаще используют величину коэффициента использования топлива, текущие значения которого определяются следующим образом [1]:

$$\eta = \frac{Q_H^p - V_{yx} c_{yx}^t t_{yx} (1 - k_r)}{Q_H^p}, \quad (1)$$

где где Q_H^p – теплота сгорания топлива, кДж/м³, V_{yx} – количество продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру печи и приходящееся на единицу топлива (при отсутствии присосов численно равно выходу продуктов сгорания от горения 1 м³ топлива), м³/м³; c_{yx}^t – средняя теплоемкость продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру при их температуре, Дж/(м³·°С); t_{yx} – температура продуктов сгорания, покидающих рабочую камеру, °С; k_r – коэффициент рекуперации (доля теплоты уходящих из рабочей камеры продуктов сгорания, возвращаемая в нее с подогретым в рекуператоре воздухом, идущим на сгорание топлива).

В качестве среднего коэффициента использования топлива в процессе нагрева авторы статьи предложили средневзвешенное значение, которое зависит от распределения во времени текущих значений

коэффициента использования топлива и тепловых потоков, падающих на поверхность материала, и определять следующим образом:

$$\eta_{св} = \frac{mc\Delta t + Q_{пот} \tau_H}{F_M \int_0^{\tau_H} \frac{q}{\eta} dt + \int_0^{\tau_H} Q_{пот}^T dt}, \quad (2)$$

где m – масса нагреваемого материала, кг; c – средняя теплоемкость нагреваемого материала для интервала температур тепловой обработки, Дж/(кг·°С); Δt – требуемое повышение среднемассовой температуры, °С; $Q_{пот}$ – средняя мощность теплопотерь рабочей камеры за период нагрева, Вт; $Q_{пот}^T$ – текущая плотность потерь тепла рабочей камерой, Вт; τ_H – время нагрева материала, с; q – текущее значение плотности теплового потока, падающего на поверхность материала, Вт/м²; η – текущее значение коэффициента использования топлива; F_M – наружная поверхность нагреваемых заготовок, м².

При заданных параметрах нагрева расход топлива будет определен средневзвешенным значением коэффициента использования топлива за весь период нагрева

$$V = \frac{mc\Delta t + Q_{пот} \tau_H}{\eta_{св} Q_H^p}. \quad (3)$$

Таким образом, задача сокращения расхода топлива может решаться за счет повышения средневзвешенного коэффициента использования топлива в процессе нагрева и сокращения потерь тепла рабочей камерой.

Известно, что для роста значения коэффициента использования топлива применяют такие инструменты, как увеличение коэффициента рекуперации, снижение значения температуры продуктов сгорания, покидающих камеру рабочей печи, возможны также действия по сокращению количества продуктов сгорания, покидающих печь. Во многих случаях наибольший эффект может быть получен от увеличения значения коэффициента рекуперации. Поэтому при выборе нового теплообменника или анализе работы существующей конструкции на первый план

среди прочих критериев выходит оценка эффективности тепловой работы на основании значения коэффициента рекуперации. Коэффициент рекуперации (k_r) по своему физическому смыслу представляет собой отношение количества тепла, переданного нагреваемому воздуху в рекуператоре, к количеству тепла, уходящему из камеры печи с продуктами сгорания. Также для оценки тепловой эффективности рекуператоров иногда прибегают к величине энергетического коэффициента, применение которого детально рассмотрено в работе [2].

Для анализа влияния различных факторов на величину коэффициента рекуперации авторами статьи предложена аналитическая методика, базирующаяся на уравнениях теплового баланса и теплопередачи в рекуператоре

$$Q = V_{\text{пс}} c_{\text{пс}} \Big|_{t_{\text{пс}}^{\text{г}}} (t_{\text{пс}}^{\text{г}} - t_{\text{пс}}^{\text{х}}) = V_{\text{в}} c_{\text{в}} \Big|_{t_{\text{в}}^{\text{г}}} (t_{\text{в}}^{\text{г}} - t_{\text{в}}^{\text{х}}) = kF\Delta t, \quad (4)$$

где $V_{\text{пс}}$, $V_{\text{в}}$ – объемные расходы продуктов сгорания и воздуха через рекуператор, $\text{нм}^3/\text{с}$; $t_{\text{пс}}^{\text{г}}$, $t_{\text{в}}^{\text{г}}$, $t_{\text{пс}}^{\text{х}}$, $t_{\text{в}}^{\text{х}}$ – температуры продуктов сгорания на выходе, воздуха на входе, продуктов сгорания на входе, воздуха на выходе из рекуператора, соответственно, $^{\circ}\text{C}$; $c_{\text{пс}} \Big|_{t_{\text{пс}}^{\text{г}}}$, $c_{\text{в}} \Big|_{t_{\text{в}}^{\text{г}}}$ – средние объемные теплоемкости продуктов сгорания и воздуха при температурах их нахождения в рекуператоре соответственно, $\text{Дж}/(\text{нм}^3 \cdot \text{K})$; k – коэффициент теплопередачи в рекуператоре, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; F – поверхность теплообмена рекуператора, м^2 ; Δt – среднелогарифмический температурный напор в рекуператоре, $^{\circ}\text{C}$.

В настоящее время наиболее полно изучены прямоточное и противоточное движение сред в теплообменниках рекуперативного типа. На практике, как правило, имеет место противоточно-перекрестный ток [3]. Принято считать, что в этом случае допустимо использовать зависимости для чистого противотока. Именно такой подход в дальнейшем использован в данной работе.

Так, между температурными перепадами на входе и выходе из рекуператора существует следующее соотношение:

$$t_{\text{пс}}^{\text{х}} - t_{\text{в}}^{\text{х}} = (t_{\text{пс}}^{\text{г}} - t_{\text{в}}^{\text{г}}) e^{-mkF}, \quad (5)$$

где $m = 1/(V_{\text{пс}} c_{\text{пс}} \Big|_{t_{\text{пс}}^{\text{г}}}) - 1/(V_{\text{в}} c_{\text{в}} \Big|_{t_{\text{в}}^{\text{г}}})$ – параметр, определяемый на основании водяных эквивалентов расходов теплообменивающихся сред, $\text{K} \cdot \text{с}/\text{Дж}$.

Совместное рассмотрение выражений (4) и (5) позволяет получить систему двух уравнений с двумя неизвестными ($t_{\text{пс}}^{\text{х}}$, $t_{\text{в}}^{\text{х}}$) и набором заданных параметров ($t_{\text{пс}}^{\text{г}}$, $t_{\text{в}}^{\text{г}}$, F , k , m)

$$t_{\text{в}}^{\text{г}} = \frac{t_{\text{пс}}^{\text{г}} (e^{-mkF} - 1) + t_{\text{в}}^{\text{г}} \left(1 - \frac{V_{\text{в}} c_{\text{в}} \Big|_{t_{\text{в}}^{\text{г}}}}{V_{\text{пс}} c_{\text{пс}} \Big|_{t_{\text{пс}}^{\text{г}}}} \right)}{e^{-mkF} - \frac{V_{\text{в}} c_{\text{в}} \Big|_{t_{\text{в}}^{\text{г}}}}{V_{\text{пс}} c_{\text{пс}} \Big|_{t_{\text{пс}}^{\text{г}}}}}; \quad (6)$$

$$t_{\text{пс}}^{\text{х}} = t_{\text{пс}}^{\text{г}} - \frac{V_{\text{в}} c_{\text{в}} \Big|_{t_{\text{в}}^{\text{г}}}}{V_{\text{пс}} c_{\text{пс}}} \times \left(\frac{t_{\text{пс}}^{\text{г}} (e^{-mkF} - 1) + t_{\text{в}}^{\text{г}} \left(1 - \frac{V_{\text{в}} c_{\text{в}} \Big|_{t_{\text{в}}^{\text{г}}}}{V_{\text{пс}} c_{\text{пс}} \Big|_{t_{\text{пс}}^{\text{г}}}} \right)}{e^{-mkF} - \frac{V_{\text{в}} c_{\text{в}} \Big|_{t_{\text{в}}^{\text{г}}}}{V_{\text{пс}} c_{\text{пс}} \Big|_{t_{\text{пс}}^{\text{г}}}} - t_{\text{в}}^{\text{г}} \right). \quad (7)$$

После решения системы уравнений (6)-(7) имеется возможность определения температурного перепада в рекуператоре в зависимости от параметров нагрева

$$\Delta t = \frac{(t_{\text{пс}}^{\text{г}} - t_{\text{в}}^{\text{г}}) - (t_{\text{пс}}^{\text{х}} - t_{\text{в}}^{\text{х}})}{\ln \left(\frac{t_{\text{пс}}^{\text{г}} - t_{\text{в}}^{\text{г}}}{t_{\text{пс}}^{\text{х}} - t_{\text{в}}^{\text{х}}} \right)}. \quad (8)$$

Определив значение температурного перепада в рекуператоре, получаем возможность вычисления коэффициента рекуперации при помощи выражения

$$k_r = \frac{kF\Delta t}{V_{\text{пс}} c_{\text{пс}} \Big|_{t_{\text{пс}}^{\text{г}}}}. \quad (9)$$

Эта зависимость может быть использована с целью анализа эффективности рекуперации и перспектив ее повышения в каждом конкретном случае для рекуператоров любой конструкции. Так, ниже рассмотрен следующий случай: текущий расход топлива составляет $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$; удельный расход воздуха – $11 \text{ м}^3/\text{м}^3$; удельный выход продуктов сгорания – $12 \text{ м}^3/\text{м}^3$; температура продуктов сгорания, покидающих камеру печи – $1200 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Для расчетов приняты типовые зависимости теплоемкостей воздуха и продуктов сгорания природного газа от температуры.

Анализ зависимостей (6) и (7) показывает, что определение неизвестных температур представляет собой итерационную задачу. В данной работе она решена следующим образом: сначала теплоемкость воздуха определена для температуры холодного воздуха, а теплоемкость продуктов сгорания – для температуры их выхода из камеры печи; затем при помощи искомых температур, определенных в рамках первого приближения, вычислены средние теплоемкости, соответствующие температурам нахождения сред в рекуператоре.

Результаты использования выражений (4)-(9) для анализа влияния поверхности теплообмена и коэффициента теплопередачи в рекуператоре на величину коэффициента рекуперации приведены на рис. 1, 2.

Из анализа данных, представленных на рис. 1, видно, что эффект влияния прироста поверхности теплообмена рекуператора на показатели нагрева воздуха падает по мере увеличения этой величины. Кроме того, необходимо иметь ввиду, что рост поверхности теплообмена рекуператора при прочих равных условиях сопровождается увеличением гидравлического сопротивления дымового тракта, а для случая реконструкции максимальные габариты

рекуператора определяются геометрией дымового боров.

Эти соображения накладывают ограничение на величину площади поверхности нагрева. Очевидно, что в каждом конкретном случае существует граничное значение площади поверхности нагрева, превышение которого оказывается экономически нецелесообразным. Значение этой величины определяется в результате решения технико-экономической задачи.

Влияние значения коэффициента теплопередачи в рекуператоре на коэффициент рекуперации проанализировано на рис. 2.

Как и в предыдущем случае, по мере роста значе-

ния коэффициента теплопередачи дальнейший прирост этой величины оказывает все меньшее влияние на значение коэффициента рекуперации. Учитывая, что рост значения коэффициента теплопередачи достигается за счет либо увеличения скоростей теплоносителей, либо других средств турбулизации потока, очевидно, что повышение значения коэффициента рекуперации за счет повышения интенсивности теплообмена при прочих равных условиях неизменно сопровождается увеличением гидравлического сопротивления рекуператора. Это соображение накладывает ограничение на задаваемую величину коэффициента теплопередачи в рекуператоре при проектировании новых печных агрегатов или реконструкции старых.

С целью анализа тепловой эффективности работы рекуператора предложенная методика позволяет производить универсальную предпроектную проработку вопроса выбора рекуператора для реконструкции существующего агрегата или создания нового по следующей схеме: задается объем полости для размещения рекуператора; выбирается несколько конструкций рекуператоров (типовых или концептуальных создаваемых), на основании удельной поверхности определяется предельная поверхность теплообмена каждой из конструкций, которую можно расположить в заданной полости; определяются значения коэффициента теплопередачи для каждого из анализируемых рекуператоров из диапазона типовых значений; возможен предварительный расчет этих величин с учетом тепловой производительности агрегата, к которому «примеряются рекуператоры»; при помощи комплекса зависимостей (4)-(9) для каждого из рассматриваемых рекуператоров предварительно рассчитываются значение коэффициента рекуперации и при помощи зависимости (1) значение коэффициента использования топлива и приняв его как средневзвешенное значение оценивается расход топлива для заданных параметров нагрева материала; уточняется значение коэффициентов теплопередачи на основании предварительно просчитанного процесса рекуперации; окончательно рассчитываются параметры нагрева воздуха в рекуператоре при помощи комплекса выражений (1) и (4)-(9); используя стандартные средства экономического анализа, сравниваются между собой технико-экономические

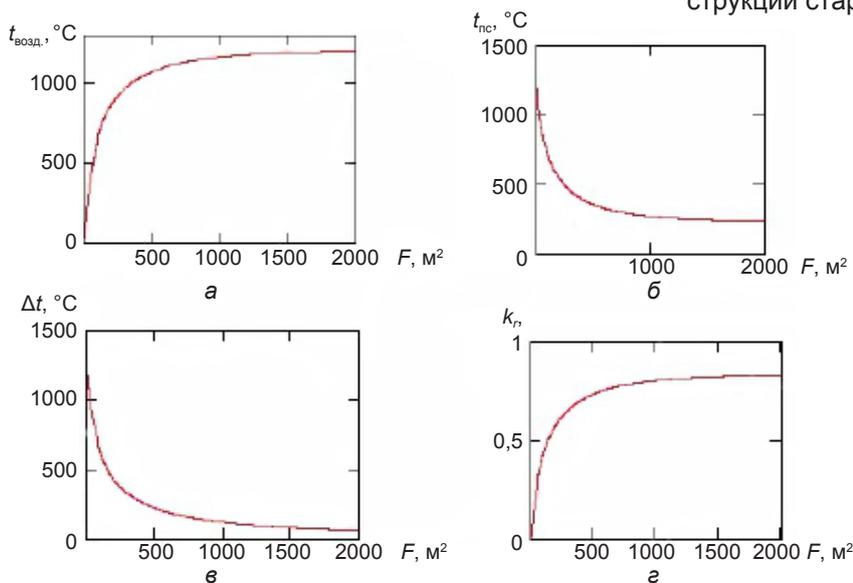


Рис. 1. Зависимость показателей нагрева воздуха – температура нагретого воздуха после рекуператора (а); температура охлажденных продуктов сгорания после рекуператора (б); среднелогарифмический температурный перепад в рекуператоре (в); коэффициент рекуперации (г) – от поверхности площади нагрева рекуператора при значении коэффициента теплопередачи 15 Вт/(м²·К)

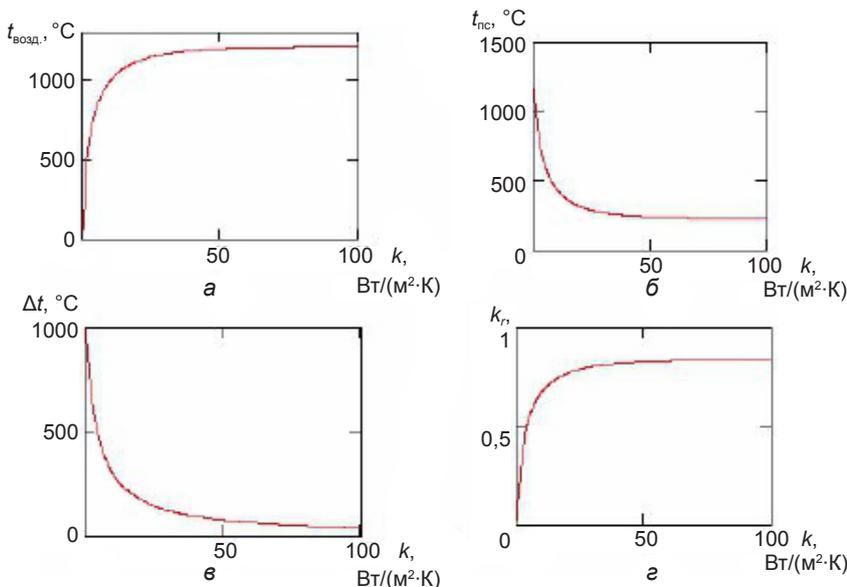


Рис. 2. Зависимость показателей нагрева воздуха – температура нагретого воздуха после рекуператора (а); температура охлажденных продуктов сгорания после рекуператора (б); среднелогарифмический температурный перепад в рекуператоре (в); коэффициент рекуперации (г) – от значения коэффициента теплопередачи в рекуператоре при фиксированной поверхности нагрева 500 м²

характеристики использования каждого из типов рекуператоров.

Обычно при проектировании и поверочном тепловом расчете рекуператоров рассматривают режим максимальной нагрузки (период максимального расхода воздуха и продуктов сгорания). Полученное при расчете значение коэффициента рекуперации используют для расчета всего периода нагрева. При этом в расчет может быть внесена достаточно существенная погрешность, так как в течение нагрева возможно отклонение коэффициента рекуперации от значения, соответствующего расчетному режиму.

Для повышения точности расчета процессов нагрева за счет изменения коэффициента рекуперации в течение нагрева нами предложено ввести понятие динамической тепловой характеристики рекуператора. Естественно, эта задача решается отдельно для каждого конкретного рекуператора. В этом случае можно отследить зависимость коэффициента теплопередачи от расхода топлива и, соответственно, воздуха и продуктов сгорания, учитывая также значение температуры выхода продуктов сгорания из камеры печи. Таким образом будет получена динамическая тепловая характеристика рекуператора. Ниже рассмотрена задача построения динамической характеристики керамического рекуператора для значения температуры выхода продуктов сгорания природного газа из печи 1200 °С.

Для определения значения коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к трубкам использованы известные зависимости

$$\alpha_{\Sigma}^{nc} = \alpha_{л}^{nc} + \alpha_{к}^{nc}, \quad (10)$$

$$\alpha_{к}^{nc} = 1,1(3,51 + 0,00311t_{nc}) \frac{w_{nc}^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (11)$$

где $\alpha_{л}^{nc}$, $\alpha_{к}^{nc}$ – лучистая и конвективная составляющие итогового коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к трубкам, Вт/(м²·К); t_{nc} – средняя температура нахождения продуктов сгорания в рекуператоре, °С; w_{nc} – скорость продуктов сгорания при течении в трубках (н. ф. у), м/с; d – внутренний диаметр трубок, м.

Для вычисления лучистой составляющей использована полиномиальная интерполяция между узлами следующего ряда: t_{nc} , °С – 400; 600; 800; 1000; 1200; $\alpha_{л}^{nc}$, Вт/(м²·К) – 3; 4; 7,5; 10,5; 13.

Для определения значения коэффициента теплоотдачи от трубок к воздуху использовано следующее выражение:

$$\alpha_{в}^{к} = 1,1(7,71 + 0,0068t_{в}) \frac{w_{в}^{0,8}}{d_{н}^{0,4}}, \quad (12)$$

где $t_{в}$ – средняя температура нахождения воздуха в рекуператоре, °С; $w_{в}$ – скорость воздуха при течении в межтрубном пространстве (н. ф. у), м/с; $d_{н}$ – внутренний диаметр трубок, м.

Графическое представление рассмотренных выше выражений представлено на рис. 3 в виде зависимости коэффициентов теплоотдачи и итогового коэффициента теплопередачи в рекуператоре от рас-

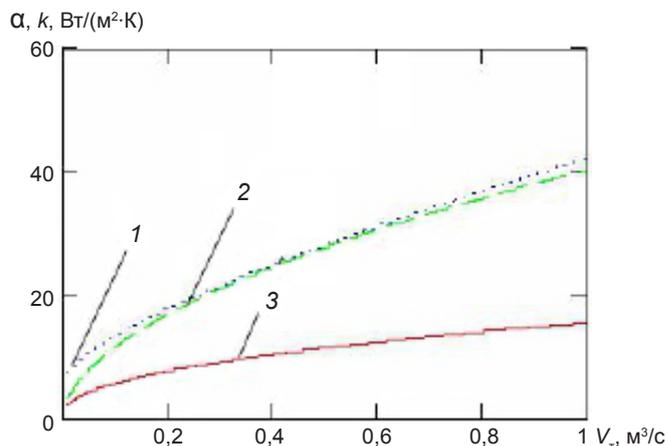


Рис. 3. Зависимость коэффициентов теплоотдачи от продуктов сгорания к трубкам рекуператора (1), от трубок рекуператора к воздуху (2), итогового коэффициента теплопередачи (3) от расхода топлива

хода топлива. Присосы воздуха и переток воздуха на дымовую сторону учтены при пересчете расхода топлива на скорости течения сред в рекуператоре. Температура выхода продуктов сгорания из камеры печи принята на уровне 1200 °С достаточно условно, а разработанные зависимости (4)-(9) позволяют использовать как любые значения этой величины, так и заданные законы ее изменения.

Решение задачи построения динамической характеристики рекуператора предполагает итерационную процедуру расчета, согласно которой исходно заданные температуры входа сред в теплообменник позволяют получить предварительное значение коэффициента теплопередачи, температуры выхода сред из рекуператора и значение коэффициента рекуперации при помощи выражений (4)-(5). Затем, полагая средние температуры нахождения сред в рекуператоре равными среднему арифметическому от температур входа и предварительно определенных температур выхода, получаем окончательно решение задачи при помощи тех же выражений (4)-(5).

Динамическая характеристика керамического рекуператора для печи периодического действия представлена на рис. 4. Она подтверждает сделанное выше предположение о том, что коэффициент рекуперации может существенно меняться в течение нагрева, для точного определения расхода топлива необходим учет этой зависимости.

Задача вычисления расхода топлива в этом случае также является итерационной, так как расход топлива, с одной стороны, определяет значение коэффициента рекуперации, а тот, в свою очередь, через коэффициент использования топлива влияет на расход топлива. Для точного определения расхода топлива необходимо пошаговое сканирование периода нагрева (он условно разбивается на множество сравнительно узких промежутков времени) и итерационное определение моментального расхода топлива для каждого из них.

Предварительно определяем моментальный расход топлива без учета динамической характеристики рекуператора (то есть для значения коэффициента рекуперации определенного для максимальной

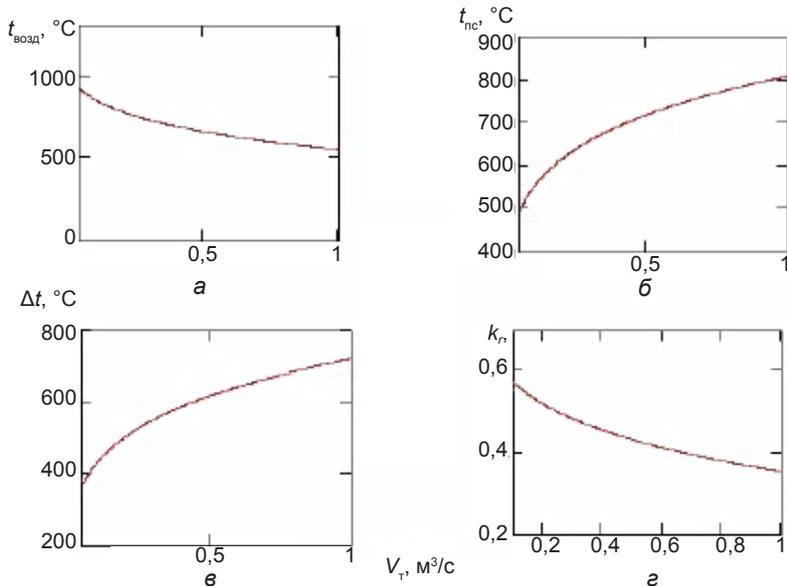


Рис. 4. Динамическая характеристика нагрева воздуха в керамическом рекуператоре – температура нагретого воздуха после рекуператора (а); температура охлажденных продуктов сгорания после рекуператора (б); среднелогарифмический температурный перепад в рекуператоре (в); коэффициент рекуперации (г) – от расхода топлива при поверхности теплообмена 500 м²

нагрузки рекуператора), подставляем это значение в динамическую характеристику рекуператора

выбора конкретных решений по совершенствованию тепловой работы рекуператоров.

(4.10-4.13), вычисляем значение коэффициентов рекуперации и использования топлива и окончательно уточняем расход топлива.

Выводы

Предложено понятие динамической характеристики рекуператора, представляющей собой изменение коэффициента рекуперации в зависимости от технологических параметров работы, позволяющей уточнить результаты расчетов нагрева и расхода топлива при помощи аналитических методов и математических моделей.

Создана методика для анализа влияния различных конструктивных и технологических параметров на значение коэффициента рекуперации. Показана схема ее использования для обоснования



ЛИТЕРАТУРА

1. Губинский В. И. *Металлургические печи: Учеб. пособие.* – Днепропетровск: НМетАУ, 2006. – 85 с.
2. Калафати Д. Д., Попалов В. В. *Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена.* – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 151 с.
3. Тебеньков Б. П. *Рекуператоры для промышленных печей.* – М.: «Металлургия», 1975. – 296 с.

Анотація

Бірюков О. Б., Кравцов В. В., Косолюкін Д. О.

Аналіз заходів з підвищення ефективності теплової роботи рекуператорів нагрівальних печей

Розроблено універсальну методику для встановлення значення коефіцієнта рекуперації для вільних значень технологічних та конструктивних параметрів. Представлено схему її використання для обґрунтування доцільності конкретних дій з підвищення значення коефіцієнта рекуперації. Введено поняття динамічної характеристики рекуператора, яка визначає зміну коефіцієнту рекуперації, що досягається конкретним теплообмінником за різних параметрів технології нагрівання.

Ключові слова

нагрівальна піч, рекуператор, коефіцієнт використання палива, коефіцієнт рекуперації, технологія нагрівання

Summary

Biryukov A., Kravtsov V., Kosolyukin D.

Analysis of methods for efficiency increase of heating furnaces' recuperators thermal work

Universal method for recuperation coefficient value estimation for arbitrary values of technological and constructive parameters is worked out. Algorithm of its use for reasonability of concrete actions directed to increase of recuperation coefficient value estimation is presented. Concept of recuperator dynamic characteristic which presents recuperation coefficient of concrete heat exchanger change on different parameters of heating technology is proposed.

Keywords

heating furnace, recuperator, fuel use coefficient, recuperation coefficient, heating technology

Поступила 01.04.11