

УДК 669.162.231

А. В. КОШЕЛЬНИК, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
Д. В. ЛАВИНСКИЙ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
Е. В. ХАВИН, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ»;
В. Г. ПАВЛОВА, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ»;
Е. П. ГОРДИЕНКО, ст. преподаватель НТУ «ХПИ»

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ СИСТЕМ ЭНЕРГО- И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ТЕПЛОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ

Представлена математическая модель для расчета процессов теплообмена в теплоаккумулирующих элементах регенеративных теплообменников систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов. Модель позволяет получить расчетные данные о параметрах работы регенераторов, температурном состоянии насадки, изменении параметров теплоносителей. Полученные данные могут быть использованы для выбора конструктивных и режимных параметров регенераторов как при реконструкции действующих, так и при проектировании новых систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов.

Ключевые слова: регенеративный теплообменник, теплотехнологический агрегат, математическое моделирование.

Введение

Промышленные комплексы и системы, которые реализуют высокотемпературные теплотехнологические процессы, формируют техническую базу многих энергоемких производств в черной металлургии, коксохимической и стекольной промышленности. Выпуск значительной части продукции в этих отраслях осуществляется с повышенными удельными затратами энергоресурсов и характеризуется интенсивным загрязнением окружающей среды. В этих условиях энергосбережения представляет собой важное направление государственной политики Украины.

Основу высокотемпературных теплотехнологических комплексов по производству чугуна, кокса и стеклоизделий составляют плавильные и нагревательные топливные печи, в которых используется природный газ или искусственное газообразное топливо. Для сокращения потерь теплоты с отходящими дымовыми газами и повышения экономичности работы печей здесь используются регенеративные теплообменники с неподвижной огнеупорной насадкой [1–3]. Системы регенерации теплоты высокотемпературных печей имеют различные схемные решения (рис. 1). На рисунке приняты следующие обозначения: t_{r1} , t_{r2} – температуры дымовых газов после печи и теплообменника; $t_{хв}$ – температура холодного воздуха; $t_{гв}$ – температура горячего воздуха; $t_{тм}$ – температура технологических материалов; $t_{тп}$ – температура технологического продукта; $t_{топ}$ – температура топлива. Однако наличие схожих рабочих процессов, приблизительно одинаковый температурный уровень теплоносителей, позволяет применить общий подход к моделированию работы теплообменных аппаратов данного типа с целью повышения эффективности их работы.

Анализ основных достижений и литературы

Большинство работ, посвященных расчету регенеративных теплообменников, выполнено на основе ряда допущений, которые давали возможность обеспечить

© А.В. Кошельник, Д.В. Лавинский, Е.В. Хавин, В.Г. Павлова, Е.П. Гордиенко, 2015

реализацию алгоритмов для расчета температур в регенераторах с большей или меньшей точностью [4, 5]. При этом не учитывалась переменность теплофизических свойств, значения коэффициентов теплоотдачи конвекцией и излучением принимались постоянными во времени, что не позволяло определять динамику изменения температур по высоте насадки регенератора. В то же время в регенераторах значения коэффициентов теплоотдачи насадки и газов значительно меняются как во времени, так и по высоте насадки, что существенно влияет на характер температурных кривых и определяет нелинейность тепловых процессов.

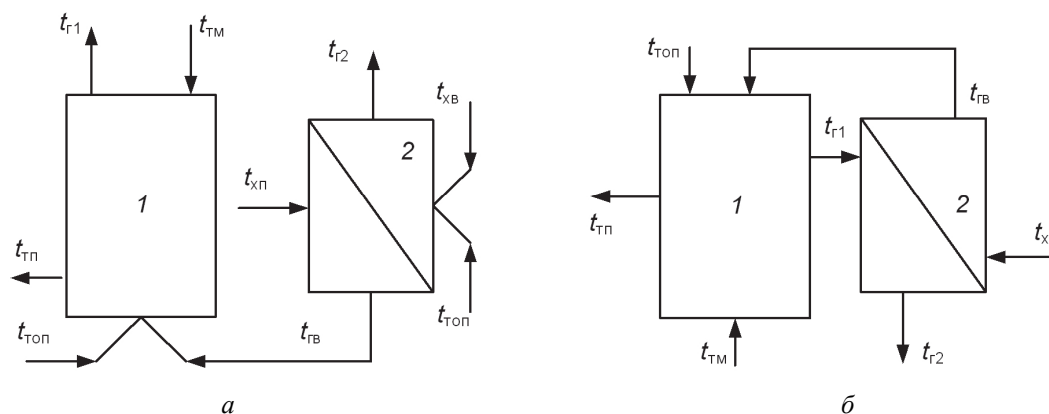


Рис. 1 – Укрупненные тепловые схемы: *а* – доменного производства; *б* – стекольного производств; 1 – высокотемпературная теплотехнологическая установка; 2 – регенеративный теплообменник

Появление мощной современной компьютерной техники оказало значительное влияние на возможность реализации методов расчета с учетом большего числа факторов, которые в значительной степени определяют условия и характер протекания процессов в регенеративной насадке. Поэтому при проведении расчетов регенеративных воздухонагревателей появилась возможность создания универсальных моделей, точность которых достаточна для решения широкого круга технических задач.

Цель исследования, постановка задачи

Цель исследования заключается в разработке усовершенствованной математической модели регенеративных теплообменников систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов для исследования протекающих в них тепловых процессов.

Использование методов математического моделирования является одним из наиболее эффективных способов для снижения затрат на разработку новых и модернизацию уже работающих агрегатов. Для численного решения задачи теплообмена в регенеративных теплообменниках предлагается использовать алгоритм, основанный на методе элементарных тепловых балансов, являющийся частным случаем конечно-разностного метода [6]. Использование данного метода позволяет миновать в расчетах необходимость решения дифференциальных уравнений 2-го порядка, которые значительно усложняют задачу. Использование феноменологических соотношений для дискретных участков исследуемого тела сводит задачу о нахождении потенциала в узлах сетки к численному решению дифференциальных уравнений 1-го порядка Фурье и Ньютона.

Разработка математической модели регенеративных теплообменных аппаратов

Модель составлена из отдельных взаимосвязанных блоков, отражающих конструктивные и эксплуатационные параметры регенератора и реальные процессы, происходящие в нем.

Определение температурного состояния насадки при циклически изменяющихся режимах нагрева-охлаждения связано с необходимостью решения нелинейной задачи теплопроводности в системе «газ-насадка-воздух». Количество тепла, вводимое в элементарный объём при теплообмене с греющей средой, будет равно изменению внутренней энергии насадки в данном объёме. Связь между распределением температур по высоте насадки и величинами теплового потока определялась с использованием уравнений Ньютона-Рихмана и Фурье. При этом делалось предположение, что теплофизические свойства в элементарном объёме сосредоточены в одной точке, а тепловые потоки, проходящие через грани соседних элементов, пропорциональны градиентам температур между рассматриваемыми узлами. Для определения температуры расчетного элемента насадки составлялся энергобаланс последовательно для всех n участков, начиная с первого до последнего, для каждого момента времени j с шагом по времени Δt в виде

$$\sum_{i=1}^n Q_{ij}^k = G_i C_{\text{нас}} [t_{ij+1}^I - t_{ij}^I], \quad (1)$$

где $C_{\text{нас}}$ – теплоемкость насадки, кДж/(кг·К); t_{ij+1}^I, t_{ij}^I – температура элемента насадки первой камеры в последующий и текущий момент времени.

В левой части уравнения представлена сумма тепловых потоков Q_{ij}^k через торцевые S_{τ} и боковые S_{δ} поверхности элемента для j -го момента времени. Правая часть уравнения представляет собой изменение теплосодержания насадки.

Решая уравнения теплового баланса, составим алгоритм расчета распределения температуры по высоте насадки в последующий момент времени:

– для торцевых элементов

$$t_{ij+1}^I = t_{ij}^I + \frac{\alpha_{ij} S_{\tau}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}}} [\vartheta_{ij}^I - t_{ij}^I] + \frac{\alpha_{ij} S_{\delta}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}}} [\vartheta_{ij}^I - t_{ij}^I] + \frac{\lambda_{\text{нас}} S_{\tau}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}} \Delta x_1} [t_{ij}^I - t_{i+1,j}^I]; \quad (2)$$

– для элементов в середине массива

$$t_{ij+1}^I = t_{ij}^I + \frac{\lambda_{\text{нас}} S_{\tau}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}} \Delta x_1} [\vartheta_{ij}^I - t_{ij}^I] - \frac{\alpha_{i,j} S_{\delta}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}}} [\vartheta_{ij}^I - t_{ij}^I] - \frac{\lambda_{\text{нас}} S_{\tau}^I \Delta \tau}{G_i C_{\text{нас}} \Delta x_1} [t_{i-1,j}^I - t_{i+1,j}^I], \quad (3)$$

где ϑ_{ij}^I – температура теплоносителя; $\lambda_{\text{нас}}$ – коэффициент теплопроводности насадки.

В уравнениях (2) и (3) каждое слагаемое представляет собой тепловой поток через верхний торец элемента насадки, боковые поверхности и через нижнюю торцевую поверхность расчетного элемента насадки.

Коэффициенты теплоотдачи α_{ij} определялись по методике, подробно изложенной в работе [7, 8]. Для учета влияния изменения температуры газов и

поверхности насадки непосредственно после смены режима работы регенераторов в расчетах был использован приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}$ путем введения в формулу дополнительного коэффициента. Он может быть определен в зависимости от значения комплекса

$$R = \frac{b^2}{2a} \left(\frac{1}{\tau_r} + \frac{1}{\tau_b} \right), \quad (4)$$

где b – толщина стенки элемента насадки; a – коэффициент температуропроводности насадки; τ_b, τ_r – длительность газового и воздушного периодов работы теплообменника.

Тогда формула для расчета имеет следующий вид:

– при значении $R < 10$

$$\alpha_{пр} = (\alpha_k + \alpha_l) / [1 + \text{Bi} (1/6 - 1/180 \cdot R)]; \quad (5)$$

– при значении $R > 10$

$$\alpha_{пр} = (\alpha_k + \alpha_l) / \left[1 + \text{Bi} \left(\frac{0,357}{\sqrt{0,3 - R}} \right) \right], \quad (6)$$

где α_{Σ} – суммарный коэффициент лучистого α_l и конвективного α_k теплообмена; Bi – число Био.

Также при расчете коэффициентов лучистого теплообмена предусмотрена возможность учета запыленности газового потока частицами компонентов исходного сырья с использованием методики, представленной в [7].

Для определения температуры дымовых газов в первой камере теплообменника в период охлаждения ϑ_{ij}^{Ir} и температуры воздуха в период нагрева ϑ_{ij}^{Ib} составлялись следующие уравнения баланса тепла между теплоносителем и изменением теплосодержания элемента насадки:

$$G_i C_{нас} [t_{ij}^I - t_{ij-1}^I] = V_j^r C_{гi} [\vartheta_{ij}^{Ir} - \vartheta_{i+1,j}^{Ir}] \Delta\tau, \quad (7)$$

$$G_i C_{наси} [t_{ij}^I - t_{ij-1}^I] = V_j^b C_{Bi} [\vartheta_{ij}^{Ib} - \vartheta_{i-1,j}^{Ib}] \Delta\tau. \quad (8)$$

С учетом формул (7) и (8) температуру дымовых газов на участке $(i + 1)$ можно определить как

$$\vartheta_{i+1,j}^{Ir} = \vartheta_{ij}^{Ir} - \frac{G_i C_{наси}}{V_j^r C_{гi} \Delta\tau} [t_{ij}^I - t_{i,j-1}^I], \quad (9)$$

а для нагреваемого воздуха

$$\vartheta_{i-1,j}^{Ib} = \vartheta_{ij}^{Ib} + \frac{G_i C_{наси}}{V_j^b C_{Bi} \Delta\tau} [t_{i,j-1}^I - t_{ij}^I]. \quad (10)$$

Сходимость решения задачи проверяется путем сравнения разности количества аккумулированного насадкой тепла в текущем и в предыдущем циклах. Проверка выхода регенератора на квазистационарный режим определяется условием

$$\Delta Q = G_i C (t_{i,j+1} - t_{i,j}). \quad (11)$$

При невыполнении этого условия расчёт начинается сначала и продолжается до совпадения заданной и полученной при расчете погрешностей.

Геометрические особенности рассматриваемого объекта позволяют свести задачу к плоской (двумерной постановке). Решение нелинейной нестационарной задачи теплопроводности в этом случае может быть сведено к поиску минимума функционала

$$I = \iint_s \left\{ \frac{\lambda}{2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + \rho c \frac{\partial T}{\partial t} T \right\} dS + \frac{1}{2} \int_{L_\alpha} \alpha [T - 2T_\infty] T dL, \quad (12)$$

где T_∞ – температура внешней среды на границе L_α конвективного теплообмена.

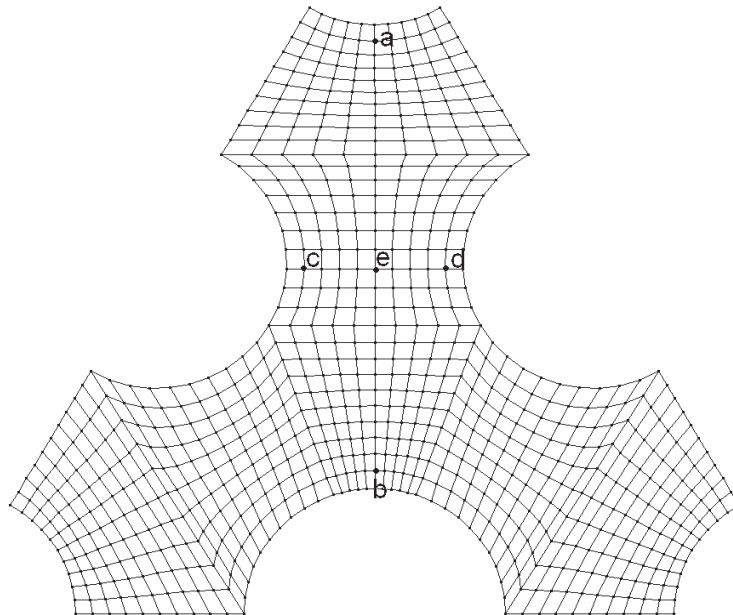


Рис. 2 – Расчетный элемент насадки доменного воздуходувателя

В качестве базового конечного элемента использован изопараметрический четырехузловой плоский элемент с билинейной аппроксимацией температуры внутри элемента (рис. 2). В местной системе координат конечный элемент имеет вид единичного квадрата, центр которого совмещен с началом координат.

Закон распределения температуры $T(\eta, \zeta)$ внутри конечного элемента в принятых ограничениях имеет вид

$$T(\eta, \zeta) = c_1 + c_2 \eta + c_3 \zeta + c_4 \eta \zeta. \quad (13)$$

Узловые температуры определяют непрерывные перемещения и температуру по всей области конечного элемента. Вдоль границ конечных элементов температура изменяется по линейному закону и полностью определяется значениями узловых компонент, принадлежащих этим граням. При этом производная от температуры по нормали к границе элемента является величиной постоянной, что обеспечивает

выполнение условий идеального теплового контакта между элементами.

Применяя традиционную для метода конечных элементов процедуру варьирования по независимым искомым параметрам, получим систему алгебраических уравнений относительно узловых температур $\{T\}$ в стандартном виде $[\Lambda]\{T\}=\{T_\alpha\}$. Система решается на каждом временном шаге. Решение во времени осуществляется с помощью следующей неявной схемы

$$\frac{\partial T}{\partial t}(t + \Delta t) = [T(t + \Delta t) - T(t)] \frac{2}{\Delta t} - \frac{\partial T}{\partial t}(t). \quad (14)$$

В случае зависимости свойств материала от температуры применяется стандартная схема, когда значение на каждом последующем шаге зависит от температуры текущего. Если подобрать достаточно мелкий шаг по времени, то учет зависимости свойств материала от температуры не требует дополнительных итераций.

Результаты математического моделирования процессов теплообмена в регенеративном теплообменнике

Результаты расчетов характера изменения температур элемента в его узловых точках приведено на рис. 3. Наибольшая разность в значениях температуры элементов в точках e и a, b, c, d наблюдается в начальный период времени. Максимальное расхождение зафиксировано в диапазоне 100–200 с, дальше эта разность температур уменьшается и практически исчезает через 600 с после начала нагревания элемента насадки. Таким образом, использование в одномерной модели поправочного коэффициента, рассчитанного по формулам (5) и (6), который учитывает неравномерность распределения температур по толщине элемента в начальный период его нагревания или охлаждения, будет достаточным и не приведет к значительному уменьшению точности расчетов.

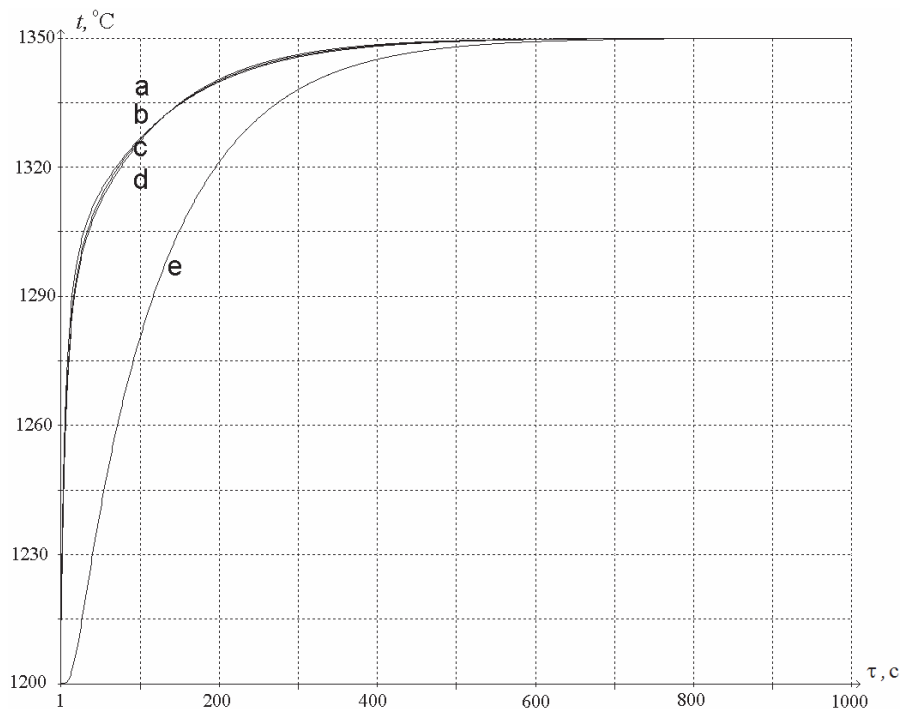


Рис. 3 – Зависимость изменения температуры в узловых точках элемента насадки во времени

На базе представленной модели была разработана программа для расчетов тепловых процессов в теплообменниках доменных, стекловаренных и коксовых печей. В табл. 1 приведены результаты расчетов работы доменного воздухонагревателя для следующих условий: температура воздуха на входе в регенератор – 65 °С, температура дымовых газов под куполом – 1325 °С; длительность периода нагрева – 1,83 ч.; охлаждения – 1,0 ч.; расход смеси топлива (доменный газ – 90 %, коксовый газ – 10 %) – 33802,82 м³/ч., воздуха горения – 40685,07 м³/ч.

Таблица 1.

Распределение по высоте теплоаккумулирующих элементов температуры дымовых газов и насадки в конце периода нагрева

Высота насадки, м	Температура, °С	
	дымовые газы	насадка
0	1325	1325
3,2	1309	1316
6,4	1245	1261
9,6	1161	1180
12,8	1060	1089
16,0	941	972
19,2	819	854
22,4	708	737
25,6	593	631
28,8	459	505
32,0	369	401

Как видно из табл. 1, с помощью созданной модели возможно получить данные относительно изменения параметров горячего и холодного теплоносителей во времени в любом элементе насадки теплообменника. Кроме этого, также возможен расчет температур самих теплоаккумулирующих элементов, что имеет важное значение для выбора материалов насадки теплообменника с целью обеспечения его длительной и эффективной работы. Модель обеспечивает получение информации о параметрах работы регенератора, температурном состоянии насадки, изменении параметров теплоносителей в цикле нагрев-охлаждение. Созданная математическая модель позволяет моделировать работу многокамерных регенеративных теплообменников, которые используются со стекловаренными печами большой производительности. Для этого в программу должны быть добавлены соответствующие расчетные блоки, обеспечивающие расчет процессов в каждой камере регенератора. Кроме этого, предусмотрен также расчет запыленных газовых потоков, что влияет на интенсивность теплообмена излучением в газовый период работы регенераторов.

Выводы

Таким образом, была разработана математическая модель теплообмена в насадке регенераторов систем энерго- и теплоснабжения высокотемпературных теплотехнологических агрегатов на основе метода элементарных тепловых балансов с учетом изменения интенсивности теплообмена, теплофизических характеристик дымовых газов, воздух и насадки от температуры. Реализация этой модели в созданном вычислительном комплексе с использованием модульной компоновки позволяет выполнять теплотехнические расчеты регенеративных теплообменников с неподвижной насадкой, которые являются составной частью высокотемпературных

установок разных областей промышленности. Полученные данные могут использоваться для определения оптимальных конструктивных и режимных параметров регенераторов как при реконструкции действующих, так и при проектировании новых высокотемпературных теплотехнологических комплексов, а также при проведении оптимизационных расчетов теплотехнического оборудования при использовании любых огнеупорных материалов и типов насадок.

Список литературы: 1. Троянкин, Ю. В. Проектирование и эксплуатация высокотемпературных установок [Текст] / Ю. В. Троянкин. – М. : Изд-во МЭИ, 2002. – 324 с. 2. Brunklaus, J. H. Industrieofen. Bau und Betrieb [Text] / J. H. Brunklaus, F. J. Stepanek. – Essen : Vulkan-Verlag, 1994. – 800 p. 3. Гресс, Л. П. Теплообменники доменных печей: монография [Текст] / Л. П. Гресс. – Днепропетровск : Пороги, 2012. – 491 с. 4. Шкляр, Ф. Р. Доменные воздухонагреватели (конструкция, теория, режимы работы) [Текст] / Ф. Р. Шкляр, В. М. Малкин, С. П. Каштанова. – М. : Metallurgija, 1982. – 176 с. 5. Гресс, Л. П. Энергосбережение при нагреве доменного дутья [Текст] / Л. П. Гресс. – Днепропетровск : Пороги, 2004. – 209 с. 6. Алемасов, В. Е. Математическое моделирование высокотемпературных процессов в энергосиловых установках [Текст] / В. Е. Алемасов, А. Ф. Дрекалин, В. Г. Крюков, В. И. Наумов. – М. : Наука, 1989. – 256 с. 7. Кошельник, О. В. Особливості розрахунків процесів складного теплообміну в регенеративних теплообмінниках з нерухомою вогнетривкою насадкою нагрівальних і плавильних печей [Текст] / О. В. Кошельник // Промышленная теплотехника. – Т. 30, № 3. – 2008. – С. 33–40. 8. Кошельник, О. В. Моделювання теплообмінних процесів в регенеративних теплообмінниках нагрівальних печей коксохімічного виробництва [Текст] / О. В. Кошельник // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 86–91. 9. Товажнянский, Л. Л. Интегрированные энергосберегающие теплотехнологии в стекольном производстве: монография [Текст] / Л. Л. Товажнянский, В. М. Кошельник, В. В. Соловей, А. В. Кошельник. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – 628 с.

Bibliography (transliterated): 1. Trojankin, Ju. V. *Proektirovanie i jekspluatacija vysokotemperaturnyh ustanovok*. Moscow : Izd-vo MEI, 2002. Print. 2. Brunklaus, J. H., and F. J. Stepanek. *Industrieofen. Bau und Betrieb*. Essen : Vulkan-Verlag, 1994. Print. 3. Gress, L. P. *Teploobmenniki domennyh pechej: monografija*. Dnepropetrovsk : Porogi, 2012. Print. 4. Shkljar, F. R., V. M. Malkin and S. P. Kashtanova. *Domennye vozduhonagrevateli (konstrukcija, teorija, rezhimy raboty)*. Moscow : Metallurgija, 1982. Print. 5. Gress, L. P. *Jenergoberezhenie pri nagreve domennogo dut'ja*. Dnepropetrovsk : Porogi, 2004. Print. 6. Alemasov, V. E., et al. *Matematicheskoe modelirovanie vysokotemperaturnyh processov v jenergossilovyh ustanovkah*. Moscow : Nauka, 1989. Print. 7. Koshelnik, A. V. "Osoblivosti rozrahunkiv procesiv skladnogo teploobminu v regenerativnih teploobminnikah z neruhomoju vognetrivkoju nasadkoju nagrival'nih i plavil'nih pechej." *Promyshlennaja teplotehnika*. No. 3. 2008. 33–40. Print. 8. Koshelnik, O. V. "Modeljuvannja teploobminnih procesiv v regenerativnih teploobminnikah nagrival'nih pechej koksohimichnogo virobnictva." *Promyshlennaja teplotehnika*. No. 4. 2009. 86–91. Print. 9. Tovazhnjanskij, L. L., et al. *Integrirovannije jenergoberegajushhie teplotehnologii v stekol'nom proizvodstve*. Kharkiv : NTU «KhPI», 2008. Print.

Поступила (received) 03.02.2015