

Научная статья

УДК 669-04

<https://doi.org/10.23859/1994-0637-2021-3-102-3>

© Сергей Владимирович Лукин^{1✉}, Денис Вячеславович Породовский²,
Антон Александрович Разинков³, Максим Андреевич Бахвалов⁴, 2021

^{1, 2, 3, 4}Череповецкий государственный университет,
Череповец, Россия,

¹s.v.luk@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3002-1078>

²d.porodovsky@yandex.ru

³aa.razinkov@severstal.com

⁴mabahvalov@severstal.com

© Sergey V. Lukin^{1✉}, Denis V. Porodovsky², Anton A. Razinkov³,
Maxim A. Bahvalov⁴, 2021

^{1, 2, 3, 4}Cherepovets State University,
Cherepovets, Russia,

¹s.v.luk@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3002-1078>

²d.porodovsky@yandex.ru

³aa.razinkov@severstal.com

⁴mabahvalov@severstal.com

Математическая модель и алгоритм расчета теплового состояния регенератора для аккумулирования теплоты сжигания конвертерного газа и нагрева воздуха для котла-утилизатора

Аннотация. Теплоту сгорания конвертерного газа, периодически образующегося в кислородно-конвертерном производстве металлургического комбината, предлагается использовать для последовательного разогрева керамической насадки двух регенераторов (типа кауперов) и их поочередного охлаждения непрерывным потоком воздуха, подогреваемого до высокой температуры и направляемого в котел-утилизатор для выработки пара. Представлена математическая модель, позволяющая оценивать тепловое состояние регенератора и температур греющих газов и нагреваемого воздуха в режимах разогрева и охлаждения насадки регенератора. Приведен алгоритм численного расчета температурных полей насадки регенератора, газов и воздуха.

Ключевые слова: конвертерный газ, утилизация, аккумулирование теплоты, регенератор, каупер, нагрев, охлаждение.

Mathematical model and algorithm for calculation of thermal state of a regenerator accumulating converter gas heat of combustion and heating air for a recovery boiler

Abstract. The heat of combustion of the converter gas, which is periodically formed in the oxygen-converter production at the metallurgical plant, is proposed to be used for alternate heating of the checkerwork of two regenerators (such as cowpers), and their alternate cooling by a continuous flow of air heated to a high temperature, and directed to the recovery boiler to generate steam. A mathematical model is presented that allows evaluating the thermal state of the regenerator, the temperatures of the heating gases and the heated air in the modes of heating and cooling the

regenerator checkerwork. An algorithm for numerical calculation of the temperature fields of the regenerator checkerwork, gases and air is presented.

Keywords: converter gas, utilization, heat storage, regenerator, cowper, heating, cooling.

Введение

В настоящее время на металлургических комбинатах в РФ, а также во многих других странах мира конвертерный газ, образующийся в кислородно-конвертерном производстве, сжигается в свечах. При этом значительное количество химически связанной энергии конвертерного газа теряется в окружающей среде¹. Например, на ПАО «Северсталь», где работают по очереди 2–3 конвертера садкой 410 т, выход конвертерного газа по теплоте сгорания эквивалентен 170–230 тыс. т условного топлива в год². Несмотря на довольно большой энергетический потенциал конвертерного газа, его использование осложняется периодичностью выхода, изменяющегося от 0 до 100 %. При поочередной работе трех конвертеров на ПАО «Северсталь» число плавов в сутки составляет в среднем 79,7, а при работе двух конвертеров – 60,7. Продувка одного конвертера длится в среднем 17–18 мин, при этом в начале и в конце продувки содержание оксида углерода СО (основного горючего компонента) в конвертерном газе мало (составляет несколько процентов). Приблизительно в течение 15 мин длительности продувки содержание СО в конвертерном газе начинает превышать 25–30 %, следовательно, конвертерный газ можно использовать как топливо. Вместе с тем при трех работающих конвертерах средний промежуток времени, в который отсутствует выход конвертерного газа (нет продувки) или наблюдается содержание СО менее 25 %, равен примерно 3 мин, а при двух конвертерах – 8,7 мин. Однако в реальных условиях это время может уменьшаться или значительно увеличиваться (иногда до 1 ч).

Для утилизации конвертерного газа чаще всего предлагают схему, требующую использования громоздкого дорогостоящего газгольдера, а также прокладки газопровода конвертерного газа по территории комбината. В настоящее время срок окупаемости данной схемы превышает 20 лет, в России она до сих пор не применяется. Значительно более простым и дешевым представляется вариант с аккумулированием теплоты сгорания конвертерного газа в регенераторе типа каупера с последующей ее отдачей нагреваемому воздуху³. Для этого необходимо иметь как минимум два реге-

¹ Стародубцев П. Г. Разработка энергетически эффективного способа утилизации конвертерного газа // Вестник науки и образования. – 2018. – № 5 (41). – Т. 2. – С. 23–26.

² Лукин С. В., Бахвалов М. А., Породовский Д. В. Моделирование работы кауперов доменных печей при обогреве конвертерным газом // Наукоемкие технологии и инновации: электронный сборник докладов Международной научно-практической конференции (Белгород, 29 апреля 2019 г.) / под редакцией А. В. Белоусова, В. П. Кожевникова. – Белгород: БГТУ, 2019. – Ч. 11. – С. 25–29.

³ Лукин С. В., Шахов В. В., Сухарев В. Ю. Схема утилизации конвертерного газа с применением тепловых аккумуляторов // Череповецкие научные чтения – 2012: Материалы Всероссийской научно-практической конференции (Череповец, 1–2 ноября 2012 г.): в 3 ч. / под ре-

нератора, один из которых работает в режиме разогрева газами, получаемыми от сгорания конвертерного газа, а другой – в режиме охлаждения воздухом, продуваемым противоточно через насадку. Поток воздуха, забираемый из атмосферы, непрерывно нагревается в одном из регенераторов до высокой температуры – 1000–1200 °С, после чего направляется в котел-утилизатор (далее – КУ), где охлаждается до 100–150 °С, и далее выбрасывается в атмосферу. За счет теплоты воздуха в КУ генерируется пар энергетических параметров, впоследствии работающий в паровых турбинах. Так, на ПАО «Северсталь» при использовании данной схемы можно получать в КУ примерно 180–270 тонн пара в час и вырабатывать 60–90 МВт электроэнергии; за год ее количество будет составлять примерно 650 млн кВт·ч, что при стоимости электроэнергии 3,5 руб/кВт·ч позволяет экономить более 2 млрд руб. в год.

Для выбора оптимальных размеров регенераторов и режимов их работы, влияющих на стоимость реализации указанной схемы, необходимо разработать математическую модель, описывающую тепловое состояние регенераторов.

Основная часть

Рассмотрим математическую модель, позволяющую рассчитывать температурные поля регенератора, греющих газов и воздуха и тем самым оценивать тепловое состояние регенераторов¹. В насадке современных высокотемпературных регенераторов (типа кауперов доменных печей), выполненной из фасонного огнеупорного кирпича (шамот, диас), проложены вертикальные каналы круглого поперечного сечения с диаметром $d = 0,02$ м (20 мм) и высотой H , достигающей нескольких десятков метров. Площадь S поперечного сечения насадки (по форме напоминающего круг) у современных кауперов составляет несколько десятков квадратных метров². Величины H и S при математическом моделировании тепловой работы регенератора подлежат оптимизации.

Примем удельную поверхность теплообмена 1 м^3 насадки такой, как у современного каупера Калугина³: $f = 64 \text{ м}^2$. Тогда число каналов на 1 м^2 поперечного сечения насадки составит $n = f/(\pi \cdot d) = 1018,6$; полное число каналов в насадке – $N = n \cdot S$; полный объем насадки – $V = H \cdot S$, м^3 ; полная поверхность теплообмена насадки – $F = f \cdot V$, м^2 .

дакцией Н. П. Павловой. – Череповец: ЧГУ, 2013. – Ч. 3: Естественные, экономические, технические науки и математика. – С. 154–155.

¹ Лукин С. В., Породовский Д. В. Определение конструктивных и режимных параметров регенераторов для утилизации теплоты сжигания конвертерного газа // Автоматизация и энергосбережение в машиностроении, энергетике и на транспорте: материалы XV Международной научно-технической конференции (Вологда, 8 декабря 2020 г.). – Вологда: ВоГУ, 2021. – С. 156–160.

² Шкляр Ф. Р. и др. Доменные воздушнонагреватели. – Москва: Металлургия, 1982. – 176 с.

³ Там же.

На рис. 1 представлена схема элемента поперечного сечения насадки, на которой изображены 5 каналов, расположенных по схеме равностороннего треугольника.

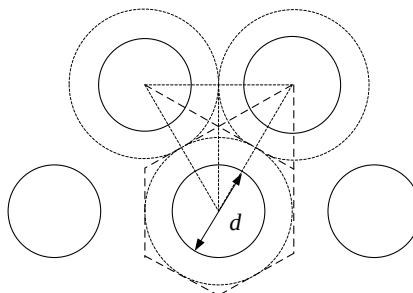


Рис. 1. Схема элемента поперечного сечения насадки регенератора

Поскольку все каналы работают в одинаковых условиях, выделим один канал с относящимся к нему элементом насадки, по форме представляющим правильный шестиугольник с вырезанным кругом диаметром d в центре. Площадь поперечного сечения элемента насадки, приходящегося на один канал, за вычетом площади сечения самого канала равна $s_n = 1/n - \pi \cdot d^2/4 = 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. С достаточной точностью шестиугольник можно заменить эквивалентным кругом с диаметром D , определяемым с помощью выражения $s_n = \pi/4 \cdot (D^2 - d^2)$, откуда найдем $D = 0,0354 \text{ м}$.

Таким образом, упрощенной моделью насадки регенератора будет цилиндрическая стенка длиной H с внутренним радиусом $r' = d/2 = 0,01 \text{ м}$ и внешним радиусом $r'' = D/2 = 0,0177 \text{ м}$. Толщина стенки составляет $\delta = r'' - r' = 0,0077 \text{ м}$ (0,77 см); на внутренней поверхности стенки происходит теплообмен с греющими газами или нагреваемым воздухом, на внешней поверхности теплообмен отсутствует (адиабатные условия). Коэффициент теплоотдачи α от газов или воздуха при приемлемой скорости их движения в каналах находится в диапазоне $5\text{--}25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})^1$, коэффициент теплопроводности λ шамота в диапазоне температур от 0 до $1000 \text{ }^\circ\text{С}$ равен $0,84\text{--}1,42 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})^2$. Число Био для рассматриваемой стенки составит $Bi = \alpha \cdot \delta/\lambda = 0,046\text{--}0,135$. Известно, что при значении числа $Bi < 0,1$ стенка может считаться термически тонкой³. В этом случае указанное условие примерно выполняется – есть основание полагать, что по толщине рассматриваемой стенки в данном сечении насадки и в данный момент времени температура практически не изменяется, т. е. не зависит от радиуса.

Насадку сначала выполняют из динаса, затем – из шамота⁴ (по ходу движения греющих газов), т. е. $H = H_1 + H_2$, где H_1 и H_2 – длины «динасовой» и «шамотной» частей насадки, при моделировании принимается $H_1 = H_2 = H/2$.

¹ Шкляр Ф. Р. и др. Доменные воздуходогреватели. – Москва: Металлургия, 1982. – 176 с.

² Казанцев Е. И. Промышленные печи. – Москва: Металлургия, 1975. – 367 с.

³ Кривандин В. А. и др. Металлургическая теплотехника: в 2 т. – Москва: Металлургия, 1986. – Т. 1. Теоретические основы. – 424 с.

⁴ Шкляр Ф. Р. и др. Доменные воздуходогреватели. – Москва: Металлургия, 1982. – 176 с.

В общем случае температурное поле насадки зависит от координаты z по длине канала, радиуса r по толщине стенки насадки ($r' < r < r''$) и времени τ : $t_n = t_n(z, r, \tau)$. Из-за малой величины числа Bi зависимостью от радиуса r можно пренебречь и полагать, что $t_n = t_n(z, \tau)$. Температура газа в канале также зависит от координаты z и времени τ : $t_r = t_r(z, \tau)$.

На рис. 2 представлена схема теплообмена газа с насадкой (для удобства изображения канал показан горизонтально, а не вертикально).

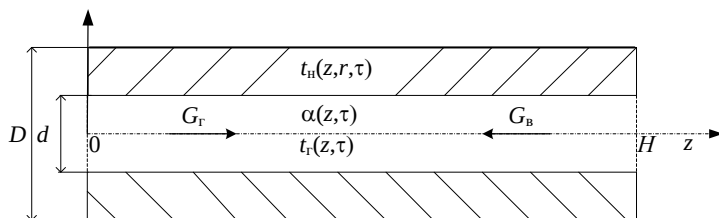


Рис. 2. Схема теплообмена газа с насадкой

На данном рисунке введены следующие обозначения:

– $\alpha(z, \tau)$ – коэффициент теплоотдачи от газа к насадке (α_r) в период аккумуляции или от насадки к воздуху (α_b) в период регенерации. Коэффициент теплоотдачи от газа α_r включает конвективную и лучистую составляющие, причем из-за малого диаметра канала лучистая составляющая будет относительно мала. Коэффициент теплоотдачи к воздуху α_b определяется только конвекцией;

– G_r – массовый расход газов через один канал в период аккумулирования теплоты (нагрева насадки), кг/с;

– G_b – массовый расход воздуха через один канал в период регенерации теплоты (охлаждения насадки), кг/с.

Рассмотрим период аккумулирования теплоты, когда насадка разогревается продуктами горения конвертерного газа. Пусть в направлении оси z движется расход газа $G_r = G_r(\tau)$, причем через каждое сечение канала проходит один и тот же массовый расход G_r (объемный расход вдоль канала при этом значительно уменьшается из-за охлаждения газа). Например, при сжигании в регенераторе конвертерного газа качественное изменение расхода G_r может быть таким, как показано на рис. 3, где $\tau_1 = 15\text{--}18$ мин – длительность периода продувки конвертера, когда выходит конвертерный газ с достаточным содержанием CO , обеспечивающим его горючесть; $\tau_2 = 3\text{--}9$ мин – длительность межпродувочного периода, включая время, когда конвертерный газ негорючий.

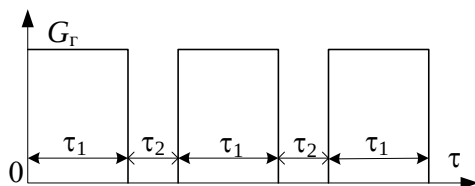


Рис. 3. Качественный график расхода греющего газа

В действительности зависимость $G_r(\tau)$ может быть более сложной, поскольку как выход, так и состав конвертерного газа изменяются во время продувки. Важным условием нормальной работы насадки регенератора является постоянство температуры греющих газов t_{r0} на входе в насадку (при $z = 0$), что достигается регулированием коэффициента избытка воздуха, подаваемого на горение конвертерного газа. Величина t_{r0} также подлежит оптимизации и находится в диапазоне 1000–1400 °С.

Температурное поле газа в канале в моменты времени, когда $G_r(\tau) > 0$ для точек $0 < z < H$, описывается уравнением¹:

$$G_r \cdot c_r \cdot \frac{\partial T_r(z, \tau)}{\partial z} + \Pi \cdot \alpha_r \cdot (T_r(z, \tau) - T_n(z, \tau)) + \Pi \cdot e_r \cdot (T_r^4(z, \tau) - T_n^4(z, \tau)) + c_r \cdot \rho_r \cdot s_k \cdot \frac{\partial T_r(z, \tau)}{\partial \tau} = 0, \quad (1)$$

где $T_r = T_r(z, \tau)$, $T_n = T_n(z, \tau)$ – абсолютные температуры газа и насадки соответственно, К; $G_r = G_r(\tau)$ – массовый расход воздуха в канале, кг/с; $c_r = c_r(T_r)$, $\rho_r = \rho_r(T_r)$ – массовая теплоемкость, Дж/(кг·К), и плотность газа, кг/м³ соответственно; $\Pi = \pi \cdot d = 0,0628$ – периметр сечения канала, м; $s_k = \pi \cdot d^2/4 = 3,14 \cdot 10^{-4}$ – площадь поперечного сечения канала, м²; $\alpha_r = \alpha_r(z, \tau)$ – коэффициент конвективной теплоотдачи от газа к поверхности насадки, Вт/(м²·К); $e_r = e_r(T_r)$ – приведенный коэффициент излучения.

Граничное условие для температурного поля газа в период разогрева, когда $G_r(\tau) > 0$, для точки $z = 0$ (верх насадки) описывается уравнением:

$$T_r(z, \tau)|_{z=0} = T_{r0}, \quad (2)$$

где T_{r0} – постоянная температура греющего газа на входе в насадку, К.

Граничное условие для температурного поля газа в период разогрева для точки $z = H$ (низ насадки) можно описать уравнением:

$$\frac{\partial^2 T_r}{\partial z^2} \Big|_{z=H} = 0. \quad (3)$$

¹ Кирсанов Ю. А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. – Москва: Физматлит, 2007. – 240 с.

Температурное поле насадки в период разогрева описывается следующим уравнением¹:

$$c_n \cdot \rho_n \cdot s_n \cdot \frac{\partial T_n(z, \tau)}{\partial \tau} = \Pi \cdot \left[\alpha_r \cdot (T_r(z, \tau) - T_n(z, \tau)) + e_r \cdot (T_r^4(z, \tau) - T_n^4(z, \tau)) \right], \quad (4)$$

где $c_n = c_n(z, T_n)$, $\rho_n = \rho_n(z, T_n)$ – теплоемкость и плотность материала насадки в точке z при температуре $T_n = T_n(z, \tau)$ соответственно; при $0 < z < H_1$ материалом насадки является диас, при $H_1 < z < H$ – шамот; $s_n = \pi \cdot (D^2 - d^2)/4 = 6,67 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения насадки, м^2 .

Если расход греющих газов через насадку в данный момент времени отсутствует ($G_r = 0$), ее температурное поле описывается уравнением:

$$\frac{\partial T_n(z, \tau)}{\partial \tau} = 0, \quad 0 < z < H. \quad (5)$$

Уравнения (4) и (5) получены при условии, что перетоком теплоты вдоль насадки за счет теплопроводности и потерями теплоты в окружающую среду можно пренебречь². Из уравнения (5) следует, что если через насадку не проходят греющие газы, то ее температура в данной точке z сохраняется неизменной.

Начальным условием для уравнения (4) является температурное поле насадки в конце периода охлаждения, но в начале численного расчета оно неизвестно, поэтому для запуска процедуры расчета задается начальное температурное поле насадки:

$$T_n(z, \tau) \Big|_{\tau=0} = T_{n0}(z) = T_0 - (T_0 - T_H) \cdot z/H, \quad (6)$$

где $T_0 = (T_{r0} + T_b)/2$; $T_H = (T_r + T_{b0})/2$; T_{r0} , T_r – температуры газа на входе и выходе из насадки соответственно, К; T_{b0} , T_b – температуры воздуха на входе и выходе из насадки соответственно, К. Значения T_r и T_b относятся к концу периода аккумуляции или регенерации. При моделировании принимаются следующие значения: $T_{r0} = 1000\text{--}1400 \text{ }^\circ\text{C}$ (1273–1673 К); $T_{b0} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ (273 К); $T_r = T_{b0} + \Delta T$, $T_b = T_{r0} - \Delta T$, где $\Delta T = 150\text{--}250 \text{ К}$.

Период разогрева насадки регенератора продолжается в течение времени τ_n , которое варьируется в расчетах в пределах 60–180 мин, что соответствует нескольким последовательным продувкам конвертеров (включая межпродувочные интервалы). Переключение одного регенератора с режима разогрева на режим охлаждения, а другого – с режима охлаждения на режим нагрева занимает примерно $\tau_n = 5\text{--}10$ мин; данное переключение следует производить в период продувки одного из конверте-

¹ Кирсанов Ю. А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. – Москва: Физматлит, 2007. – 240 с.

² Курчев А. О., Елин Н. Н., Мизонов В. Е. Моделирование регенеративного теплообмена с фазовыми переходами в насадке // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2008. – № 3. – С. 44–46.

ров. В это время продукты сгорания конвертерного газа необходимо направлять не в насадку регенератора, а непосредственно в котел-утилизатор для его непрерывной работы. При условии, что переключение регенераторов производится в межпродувочный период, когда нет конвертерного газа, требуется подтопка котла-утилизатора топливом со стороны (например, природным газом), а это не всегда возможно.

Если известны зависимости $G_r(\tau)$, T_{r0} ; теплофизические параметры газа $c_r = c_r(T_r)$, $\rho_r = \rho_r(T_r)$; теплофизические параметры насадки $c_n = c_n(z, T_n)$, $\rho_n = \rho_n(z, T_n)$; коэффициент теплоотдачи от газа к насадке $\alpha_r = \alpha_r(z, \tau)$; приведенный коэффициент излучения $e_r = e_r(T_r)$, то с помощью уравнений (1)–(6) можно численно рассчитать температурные поля насадки $T_n(z, \tau)$ и газа $T_r(z, \tau)$ в течение периода разогрева ($0 < \tau < \tau_n$). В процессе периода переключения ($\tau_n < \tau < \tau_n + \tau_n$) температурное поле насадки регенератора не изменяется.

После переключения наступает этап охлаждения насадки, длительность которого τ_o должна равняться длительности этапа нагрева τ_n (в случае двух регенераторов, работающих в противофазе). Общая длительность цикла работы регенератора составляет $\tau_{\text{ц}} = \tau_n + \tau_n + \tau_o$. В процессе периода охлаждения в канале насадки в противоположном направлении движется постоянный массовый расход воздуха G_b . В отличие от доменного каупера, где нагревается сжатый в компрессоре обогащенный кислородом воздух, в регенератор вентилятором подается атмосферный воздух при температуре окружающей среды ($\sim 0^\circ\text{C}$).

Температурное поле воздуха при $0 < z < H$, $\tau_n + \tau_n < \tau < \tau_{\text{ц}}$ описывается уравнением¹:

$$G_b \cdot c_b \cdot \frac{\partial T_b(z, \tau)}{\partial z} + \Pi \cdot \alpha_b \cdot (T_b(z, \tau) - T_n(z, \tau)) + c_b \cdot \rho_b \cdot s_k \cdot \frac{\partial T_b(z, \tau)}{\partial \tau} = 0, \quad (7)$$

где $T_b = T_b(z, \tau)$, $T_n = T_n(z, \tau)$ – абсолютные температуры воздуха и насадки соответственно, К; G_b – массовый расход воздуха в канале, кг/с; $c_b = c_b(T_b)$, $\rho_b = \rho_b(T_b)$ – массовая теплоемкость и плотность воздуха, зависящие от его температуры T_b соответственно; $\alpha_b = \alpha_b(z, \tau)$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности насадки к воздуху, Вт/(м²·К).

Граничные условия для температурного поля воздуха в период охлаждения для $z = H$ и $z = 0$ описываются уравнениями:

$$T_b(z, \tau) \Big|_{z=H} = T_{b0}; \quad (8)$$

$$\frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} \Big|_{z=0} = 0, \quad (9)$$

где $T_{b0} = \text{const}$ – температура атмосферного воздуха.

Температурное поле насадки в период охлаждения описывается уравнением¹:

¹ Кирсанов Ю. А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. – Москва: Физматлит, 2007. – 240 с.

$$c_n \cdot \rho_n \cdot s_n \cdot \frac{\partial T_n(z, \tau)}{\partial \tau} = \Pi \cdot \alpha_n \cdot (T_b(z, \tau) - T_n(z, \tau)), \quad (10)$$

где $T_b(z, \tau) < T_n(z, \tau)$.

Начальным условием для уравнения (10) является температурное поле насадки в конце периода переключения, равное температурному полю насадки в конце периода разогрева.

Если известны параметры G_b, T_{b0} ; теплофизические параметры воздуха $c_b = c_b(T_g)$, $\rho_b = \rho_b(T_b)$; теплофизические параметры насадки $c_n = c_n(z, T_n)$, $\rho_n = \rho_n(z, T_n)$; коэффициент теплоотдачи от воздуха к насадке $\alpha_n = \alpha_n(z, \tau)$, то с помощью уравнений (7)–(10) можно численно рассчитать температурные поля насадки $T_n(z, \tau)$ и воздуха $T_b(z, \tau)$ в течение периода охлаждения ($\tau_n + \tau_n < \tau < \tau_n + \tau_n + \tau_o$).

Рассмотрим, как определяются зависимости $\alpha_n(z, \tau)$ и $\alpha_b(z, \tau)$. Режим течения газа (воздуха) в канале обуславливается критерием Рейнольдса: $Re = w \cdot d/\nu$, где w – скорость газа (воздуха) в канале, м/с; $d = 0,02$ м – внутренний диаметр канала; $\nu = \mu/\rho$ – кинематический коэффициент вязкости газа (воздуха); μ – динамический коэффициент вязкости газа (воздуха); ρ – плотность газа (воздуха). Массовый расход газа (воздуха) в канале определяется выражением $G = \rho \cdot w \cdot s_k$, где $s_k = \pi \cdot d^2/4$. Величины ρ и w значительно изменяются по длине канала из-за смены температуры газа (воздуха), но их произведение $\rho \cdot w = G/s_k$ остается постоянным. По этой причине критерий Re удобно определять с помощью выражения $Re = \rho \cdot w \cdot d/\mu = (d/s_k) \cdot G/\mu = 4G/(\pi \cdot d \cdot \mu)$. Величина μ является функцией температуры газа: $\mu = \mu(T)$. Для дымовых газов среднего состава ($CO_2 = 13\%$, $H_2O = 11\%$, $N_2 = 0,76\%$) и для сухого воздуха на основе табличных данных² получены следующие выражения:

$$\mu_g = 4,813 \cdot 10^{-7} \cdot T_g^{0,639}; \quad \mu_b = 4,777 \cdot 10^{-7} \cdot T_b^{0,649},$$

где μ_g и μ_b – динамические коэффициенты вязкости газа и воздуха, Па·с; температуры газа и воздуха T_g и T_b изменяются в диапазоне 273–1673 К (0–1400 °С).

С помощью последних указанных выражений определялся критерий $Re = 4G/(\pi \cdot d \cdot \mu)$ для разных расходов G и разных температур. Установлено, что если расход газа или воздуха в канале $G < 0,0007$ кг/с (2,5 кг/ч), то во всем диапазоне температур, в котором работает регенератор (0–1400 °С), критерий $Re < 2000$; режим течения газа или воздуха в канале будет ламинарным. При этом скорость движения газа или воздуха в канале при давлении, близком к атмосферному, не превысит 10 м/с. Поскольку каналы имеют небольшой диаметр $d = 0,02$ м и большую длину ($L > 10$ м), для снижения аэродинамических потерь необходимо, чтобы режим движения был ламинарным, а не турбулентным. Следовательно, для одного канала должно выполняться ограничение $G < 7 \cdot 10^{-4}$ кг/с.

¹ Кирсанов Ю. А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. – Москва: Физматлит, 2007. – 240 с.

² Казанцев Е. И. Промышленные печи. – Москва: Металлургия, 1975. – 367 с.

Конвективный коэффициент теплоотдачи α (α_r или α_b) при ламинарном движении газа или воздуха в канале круглого сечения зависит от критерия $Pe \cdot d/L$, где $Pe = Re \cdot Pr$; Pr – число Прандтля (для газа и воздуха $Pr = 0,56–0,72$). Если принять, что $Re = 2000$, $Pr = 0,7$, $d = 0,02$ м, $L = 10$ м, то $Pe \cdot d/L = 2,8$. Поскольку величина $(Pe \cdot d/L) < 12$, коэффициент теплоотдачи α рассчитывается по выражению¹:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = 4,36, \quad (11)$$

где Nu – критерий Нуссельта; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

При входе в канал имеется участок термической стабилизации длиной $l_{н.т.} = 0,07 \cdot d \cdot Re$, не превышающей в данном случае 2 м (при $Re < 2000$), на котором α монотонно снижается до значения, определяемого по выражению (11). Поскольку длина $l_{н.т.}$ намного меньше длины канала L , то выражение (11) можно применить для всего канала. Необходимо отметить, что формула (11) получена аналитически для стабилизированного ламинарного течения жидкости при $q_c = \text{const}$, т. е. когда плотность теплового потока q_c от жидкости к стенке канала остается постоянной по всей длине канала. В случае регенератора это условие также выполняется, поскольку расчеты показывают, что температура воздуха или газа приблизительно линейно изменяется по длине канала, при этом величина $q_c \approx \text{const}$.

Кроме того, будем учитывать, что коэффициент теплопроводности λ значительно зависит от температуры. Используя табличные данные², мы получили аппроксимирующие выражения для расчета λ для газа среднего состава и воздуха:

$$\lambda_r = 1,24 \cdot 10^{-4} \cdot T_r^{0,939}; \quad \lambda_b = 3,95 \cdot 10^{-4} \cdot T_b^{0,746}, \quad (12)$$

где λ_r и λ_b – коэффициенты теплопроводности газа и воздуха, Вт/(м·К).

Из выражений (11) и (12) при $d = 0,02$ м были получены формулы для расчета α_r и α_b , Вт/(м²·К):

$$\begin{aligned} \alpha_r &= 0,027 \cdot T_r^{0,939}, \\ \alpha_b &= 0,0865 \cdot T_b^{0,746}, \end{aligned} \quad (13)$$

где $T_b = T_b(z, \tau)$; $T_r = T_r(z, \tau)$; $\alpha_r = \alpha_r(z, \tau)$; $\alpha_b = \alpha_b(z, \tau)$.

Из формул (13) следует, что при изменении температуры газа от 100 до 1300 °С коэффициент теплоотдачи α_r возрастает с 7 до 27 Вт/(м²·К), а при изменении температуры воздуха от 0 до 1200 °С коэффициент α_b увеличивается с 5,7 до 20 Вт/(м²·К).

Рассмотрим, как определяется приведенный коэффициент излучения e_r в уравнениях (1) и (4). Плотность лучистого потока $q_{л.}$ греющего газа к стенке канала вычисляется с помощью выражения¹:

¹ Казанцев Е. И. Промышленные печи. – Москва: Металлургия, 1975. – 367 с.

² Там же.

$$q_{\text{л}} = 0,5(1 + \varepsilon_{\text{н}}) \cdot \sigma \cdot [\varepsilon_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}}^4 - A_{\text{г}} \cdot T_{\text{н}}^4] = e_{\text{г}} \cdot (T_{\text{г}}^4 - T_{\text{н}}^4), \quad (14)$$

где $\varepsilon_{\text{н}} = 0,85$ – степень черноты динаса и шамота²; $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ – постоянная Стефана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴); $T_{\text{г}}$ – абсолютная температура газа, К; $T_{\text{н}}$ – абсолютная температура поверхности насадки, К; $\varepsilon_{\text{г}}$ – степень черноты газа при $T_{\text{г}}$; $A_{\text{г}}$ – поглощательная способность газа при $T_{\text{н}}$, примерно равная $\varepsilon_{\text{г}}$ (т. е. принимаем $A_{\text{г}} = \varepsilon_{\text{г}}$). Поскольку в продуктах полного горения конвертерного газа присутствует в основном углекислый газ CO₂, содержание водяного пара H₂O мало, а также при небольшом диаметре канала излучением H₂O можно пренебречь³, то $\varepsilon_{\text{г}} \cong \varepsilon_{\text{CO}_2}$, где $\varepsilon_{\text{CO}_2} = f(T_{\text{г}}, p \cdot l)$ – степень черноты углекислого газа, определяемая по диаграмме в зависимости от $T_{\text{г}}$ и произведения $p \cdot l$ (p – парциальное давление CO₂, Па; $l = d = 0,02$ м – эффективная длина луча в канале).

С учетом сделанных замечаний, используя выражение (14), получим:

$$e_{\text{г}} = 0,5(1 + \varepsilon_{\text{н}}) \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{\text{CO}_2}. \quad (15)$$

Поскольку состав конвертерного газа меняется в течение продувки, а для получения одинаковой температуры его горения необходимо изменять коэффициент избытка воздуха, концентрация CO₂ в греющих газах претерпевает изменения в диапазоне 15–30 %. Например, при концентрации CO₂ = 25 % и $p = 25$ кПа (полное давление газа принимаем 1 бар = 100 кПа) величина $p \cdot l = 0,5$ (кПа·м). По диаграмме определяем, что при температуре $T_{\text{г}} = 1473$ К $\varepsilon_{\text{CO}_2} = 0,025$. Поскольку величина $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ прямо пропорциональна величине $(p \cdot l)^{0,33}$ и обратно пропорциональна $T_{\text{г}}^{0,54}$, было получено выражение для расчета $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ при других $T_{\text{г}}$ и $p \cdot l$:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = 1,2 \cdot (p \cdot l)^{0,33} / T_{\text{г}}^{0,5}. \quad (16)$$

По выражениям (15) и (16) можно рассчитать приведенный коэффициент излучения $e_{\text{г}}$ при разных температурах газа $T_{\text{г}}$ и концентрации (парциальном давлении) CO₂.

Теплоемкость материала насадки, кДж/(кг·К), определяется по данным, представленным в работе Е. И. Казанцева⁵:

¹ Василькова С. Б. и др. Расчет нагревательных и термических печей. – Москва: Металлургия, 1983. – 480 с.

² Казанцев Е. И. Промышленные печи. – Москва: Металлургия, 1975. – 367 с.

³ Василькова С. Б. и др. Расчет нагревательных и термических печей. – Москва: Металлургия, 1983. – 480 с.

⁴ Казанцев Е. И. Промышленные печи. – Москва: Металлургия, 1975. – 367 с.

⁵ Там же.

$$c_n = 0,837 + 0,25 \cdot 10^{-3} \cdot (T_n - 273), \quad 0 < z < H_1 \text{ (динаса)},$$

$$c_n = 0,88 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot (T_n - 273), \quad H_1 < z < H \text{ (шамот)}.$$

Плотность материала насадки составляет: для динасы – $\rho_n = 2450 \text{ кг/м}^3$ ($0 < z < H_1$); для шамота – $\rho_n = 2580 \text{ кг/м}^3$ ($H_1 < z < H$)¹.

Теплоемкости газа и воздуха, кДж/(кг·К), также определяются по данным, представленным в работе Е. И. Казанцева²:

$$c_r = 0,9828 + 0,25 \cdot 10^{-3} \cdot T_r; \quad c_b = 0,9384 + 0,19 \cdot 10^{-3} \cdot T_b.$$

Плотности газа и воздуха, кг/м³, вычисляются по уравнению Клапейрона:

$$\rho_r = p_r / (R_r \cdot T_r); \quad \rho_b = p_b / (R_b \cdot T_b),$$

где p_r и p_b – абсолютное давление газа и абсолютное давление воздуха в каналах соответственно (принимается $p_r = p_b = 10^5 \text{ Па}$); R_r и R_b – газовые постоянные продуктов горения конвертерного газа (обуславливаются его составом) и воздуха; $T_r = T_r(z, \tau)$, $T_b = T_b(z, \tau)$ – температуры газа и воздуха соответственно, К.

Рассмотрим алгоритм численного расчета температурных полей насадки регенератора, греющего газа и нагреваемого воздуха по явной конечно-разностной схеме.

1. Ось z разбивается на N участков длиной $\Delta z = H/N$, где H – высота насадки, м.
2. Пространственные узлы относятся к середине участков и имеют следующую нумерацию: $i = 1, 2, \dots, N$. Координата i -го узла: $z_i = (i - 0,5) \cdot \Delta z$, $i = 1, 2, \dots, N$.
3. Задается временной шаг, с: $\Delta \tau = \Delta z / w_{\max}$, где $w_{\max}$ – максимальная скорость движения газов или воздуха в канале, м/с.
4. Моменты времени обозначаются индексом k : $\tau_k = k \cdot \Delta \tau$; $k = 0, 1, 2, \dots, K$, где K – полное число временных узлов.
5. Определяются конечно-разностные аналоги температуры насадки, газа и воздуха:
 - $T_n(i, k)$ – температура насадки в узле i в момент k ; $i = 1, 2, \dots, N$; $k = 0, 1, 2, \dots, K$;
 - $T_r(i, k)$ – температура газа в узле i в момент k ; $i = 0, 1, 2, \dots, N, N+1$; $k = 0, 1, 2, \dots, K$;
 - $T_b(i, k)$ – температура воздуха в узле i в момент k ; $i = 0, 1, 2, \dots, N, N+1$; $k = 0, 1, 2, \dots, K$.
6. В узле $i = 0$ (перед входом газа в насадку) в период разогрева насадки аналогом уравнения (2) является $T_r(0, k) = T_{r0}$.
7. В узле $i = N + 1$ (на выходе газа из насадки) в период разогрева насадки аналогом уравнения (3) служит $T_r(N + 1, k) = 2 \cdot T_r(N, k) - T_r(N - 1, k)$.

¹ Казанцев Е. И. Промышленные печи. – Москва: Металлургия, 1975. – 367 с.

² Там же.

8. В узле $i = N + 1$ (перед входом воздуха в насадку) в период охлаждения насадки аналог уравнения (8) – $T_{в}(N + 1, k) = T_{в0}$.

9. В узле $i = 0$ (на выходе воздуха из насадки) в период охлаждения насадки аналогом уравнения (9) является $T_{в}(0, k) = 2 \cdot T_{в}(1, k) - T_{в}(2, k)$.

10. Для запуска процедуры расчета в начальный момент времени $k = 0$ используется аналог уравнения (6): $T_{н}(i, 0) = T_0 - (T_0 - T_H) \cdot z_i / H$, $i = 1, 2, \dots, N$.

11. В начальный момент времени $k = 0$ задаются предварительные значения температуры газа в узлах: $T_{г}(i, 0) = T_{г0} - (T_{г0} - T_{г}) \cdot z_i / H$, $i = 1, 2, \dots, N$. Температура газа в узле $N + 1$ в начальный момент времени определяется, как $T_{г}(N + 1, 0) = 2 \cdot T_{г}(N, 0) - T_{г}(N - 1, 0)$.

12. С помощью конечно-разностного аналога уравнения (1) вычисляется температура газа в узлах $i = 1, 2, \dots, N$ в момент времени $k + 1$:

$$T_{г}(i, k + 1) = T_{г}(i, k) - \frac{G_{г} \cdot \Delta \tau}{\rho_{г} \cdot S} \cdot \frac{(T_{г}(i + 1, k) - T_{г}(i - 1, k))}{2 \cdot \Delta z} - \frac{\Pi \cdot \alpha_{г} \cdot \Delta \tau}{c_{г} \cdot \rho_{г} \cdot S} \cdot (T_{г}(i, k) - T_{н}(i, k)) - \frac{\Pi \cdot e_{г} \cdot \Delta \tau}{c_{г} \cdot \rho_{г} \cdot S} \cdot (T_{г}^4(i, k) - T_{н}^4(i, k)). \quad (17)$$

Используя уравнение (17), можно определить температуру газа в любом внутреннем узле ($i = 1, 2, \dots, N$) в момент времени $k + 1$ по значениям температур газа и насадки в предыдущий момент k .

13. С помощью конечно-разностного аналога уравнения (4) вычисляется температура насадки в узле $i = 1, 2, \dots, N$ в момент времени $k + 1$:

$$T_{н}(i, k + 1) = T_{н}(i, k) + \frac{\Pi \cdot \Delta \tau}{c_{н} \cdot \rho_{н} \cdot S_{н}} \cdot [\alpha_{г} \cdot (T_{г}(i, k) - T_{н}(i, k)) + e_{г} \cdot (T_{г}^4(i, k) - T_{н}^4(i, k))]. \quad (18)$$

14. Когда подача греющих газов в регенератор отсутствует, для расчета температуры насадки используется аналог уравнения (5):

$$T_{н}(i, k + 1) = T_{н}(i, k); \quad T_{г}(i, k + 1) = T_{г}(i, k), \quad i = 1, 2, \dots, N. \quad (19)$$

15. По выражениям (17)–(19) последовательно рассчитываются температуры газа и насадки во всех внутренних узлах ($i = 1, 2, \dots, N$) в моменты времени k от 1 до $K_{н}$, где $K_{н} = \tau_{н} / \Delta \tau$ – число моментов периода нагрева, $\tau_{н}$ – длительность нагрева насадки, с.

16. Температурное поле насадки ($i = 1, 2, \dots, N$), рассчитанное для момента времени $k = K_{н}$, не изменяется в период переключения регенератора, характеризующегося длительностью $\tau_{н}$ и числом моментов времени $K_{н} = \tau_{н} / \Delta \tau$, и определяется по выражению (19).

17. Температурное поле насадки в конце периода переключения с разогрева на охлаждение, т. е. в момент времени $k = K_{пп} = (\tau_{н} + \tau_{п}) / \Delta \tau$, является исходным для рас-

чета регенератора в период охлаждения воздухом.

18. В момент $k = K_{\text{нп}}$ задаются предварительные значения температуры воздуха в узлах $i = 1, 2, \dots, N$: $T_{\text{в}}(i, k_{\text{нп}}) = T_{\text{в}0} + (T_{\text{в}} - T_{\text{в}0}) \cdot (H - z_i)/H$.

19. С помощью конечно-разностного аналога уравнения (7) определяется температура воздуха в узлах $i = 1, 2, \dots, N$ в момент времени $k + 1$:

$$T_{\text{в}}(i, k+1) = T_{\text{в}}(i, k) + \frac{G_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot \Delta\tau}{c_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot S} \cdot \frac{(T_{\text{в}}(i+1, k) - T_{\text{в}}(i-1, k))}{2 \cdot \Delta z} + \frac{\Pi \cdot \alpha_{\text{в}} \Delta\tau}{c_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot S} \cdot (T_{\text{н}}(i, k) - T_{\text{в}}(i, k)). \quad (20)$$

Используя уравнение (20), можно вычислить температуру воздуха в любом внутреннем узле ($i = 1, 2, \dots, N$) в момент времени $k + 1$ по значениям температур газа и насадки в предыдущий момент k в течение периода охлаждения насадки.

20. С помощью конечно-разностного аналога уравнения (10) для любого внутреннего узла ($i = 1, 2, \dots, N$) в период охлаждения определяется температура насадки в момент $k + 1$:

$$T_{\text{н}}(i, k+1) = T_{\text{н}}(i, k) - \frac{\Pi \cdot \Delta\tau}{c_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{н}} \cdot S_{\text{н}}} \cdot \alpha_{\text{в}} \cdot (T_{\text{н}}(i, k) - T_{\text{в}}(i, k)). \quad (21)$$

21. Используя уравнения (20) и (21), можно рассчитать температуру насадки и воздуха в канале в течение всего периода охлаждения длительностью $\tau_{\text{о}}$, в течение которого расход воздуха $G_{\text{в}}$ и его температура на входе в насадку $T_{\text{в}0}$ остаются постоянными.

22. Температурное поле насадки в конце периода охлаждения (в момент $k = K_{\text{нпо}} = (\tau_{\text{н}} + \tau_{\text{п}} + \tau_{\text{о}})/\Delta\tau$) является исходным для расчета следующего цикла работы регенератора, который производится по тому же алгоритму (п. 12–21). Расчет нескольких циклов работы регенератора, включающих нагрев, переключение и охлаждение, требуется для того, чтобы исключить влияние п. 10, когда в начальный момент времени $k = 0$ задается приближительное температурное поле насадки.

Рассмотрим пример моделирования работы регенератора со следующими параметрами: высота насадки $H = 12$ м; площадь сечения насадки $S = 150$ м²; полное число каналов в насадке $N = 152790$; полный расход греющих газов во время продувки конвертера (приведенный к нормальным условиям) $V_{\text{г}} = 260502$ м³/ч; полный расход воздуха $V_{\text{в}} = 355287$ м³/ч; расход газов (в расчете на один канал) $G_{\text{г}} = 0,000613$ кг/с; расход воздуха (в расчете на один канал) $G_{\text{в}} = 0,000835$ кг/с; температура греющих газов на входе в насадку $t_{\text{г}0} = 1340$ °С; температура воздуха на входе в насадку $t_{\text{в}0} = 0$ °С; длительность нагрева и охлаждения $\tau_{\text{н}} = \tau_{\text{о}} = 120$ мин; длительность переключения $\tau_{\text{п}} = 6$ мин. Расход греющих газов задавался в соответствии с зависимостью, показанной на рис. 3, где $\tau_1 = 15$ мин, $\tau_2 = 3$ мин.

В результате расчета было получено, что средняя температура уходящих газов в период разогрева составляет $t_{\text{г}} = 151$ °С; средняя температура нагретого воздуха за

период нагрева – $t_{\text{в}} = 1225$ °С; количество теплоты, переданной воздуху за период нагрева, – $Q = 1044,5$ ГДж, или 522,2 ГДж/ч. Если 95 % этой теплоты использовать в котле-утилизаторе, то можно получить 198,5 тонн пара в час.

Разработанная математическая модель в дальнейшем будет использована для оптимизации параметров и режимов работы насадки регенератора (S , H , $\tau_{\text{н}}$, $\tau_{\text{о}}$, $t_{\text{г0}}$), чтобы обеспечить для существующих условий выхода конвертерного газа в ПАО «Северсталь» максимальный экономический эффект от его утилизации.

Выводы

В данной статье разработана математическая модель для оценки теплового состояния высокотемпературного теплообменника регенеративного типа, используемого для аккумулирования и регенерации теплоты сгорания конвертерного газа, образующегося в сталеплавильном производстве металлургического комбината. Нами получены дифференциальные уравнения, позволяющие численно рассчитывать температурные поля насадки регенератора, греющих газов и нагреваемого воздуха с учетом неизбежной переменности выхода и состава конвертерного газа; представлен алгоритм численного расчета по явной конечно-разностной схеме аппроксимации, а также приведен результат моделирования тепловой работы регенератора. Созданная математическая модель может быть использована для оптимизации конструктивных и режимных параметров регенератора с целью получения максимального экономического эффекта от утилизации конвертерного газа в реальных условиях его выхода. Нагретый в регенераторе воздух предлагается использовать для выработки пара энергетических параметров в котле-утилизаторе. На ПАО «Северсталь» в предлагаемой схеме утилизации конвертерного газа можно генерировать в котле-утилизаторе примерно 180–270 тонн пара в час и вырабатывать на паровых турбинах 60–90 МВт электроэнергии, что в год составляет примерно 650 млн кВт·ч. При стоимости электроэнергии 3,5 руб/кВт·ч это позволяет экономить на покупке электроэнергии более 2 млрд руб. в год.

Список литературы

- Василькова С. Б. и др. Расчет нагревательных и термических печей. – Москва: Металлургия, 1983. – 480 с.
- Казанцев Е. И. Промышленные печи. – Москва: Металлургия, 1975. – 367 с.
- Кирсанов Ю. А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. – Москва: Физматлит, 2007. – 240 с.
- Кривандин В. А. и др. Металлургическая теплотехника: в 2 т. – Москва: Металлургия, 1986. – Т. 1. Теоретические основы. – 424 с.
- Курчев А. О., Елин Н. Н., Мизонов В. Е. Моделирование регенеративного теплообмена с фазовыми переходами в насадке // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. – 2008. – № 3. – С. 44–46.
- Лукин С. В., Бахвалов М. А., Породовский Д. В. Моделирование работы кауперов доменных печей при обогреве конвертерным газом // Наукоемкие технологии и инновации: электронный сборник докладов Международной научно-практической конференции (Белгород,

29 апреля 2019 г.) / под редакцией А. В. Белоусова, В. П. Кожевникова. – Белгород: БГТУ, 2019. – Ч. 11. – С. 25–29.

Лукин С. В., Породовский Д. В. Определение конструктивных и режимных параметров регенераторов для утилизации теплоты сжигания конвертерного газа // Автоматизация и энергосбережение в машиностроении, энергетике и на транспорте: материалы XV Международной научно-технической конференции (Вологда, 8 декабря 2020 г.). – Вологда: ВоГУ, 2021. – С. 156–160.

Лукин С. В., Шахов В. В., Сухарев В. Ю. Схема утилизации конвертерного газа с применением тепловых аккумуляторов // Череповецкие научные чтения – 2012: Материалы Всероссийской научно-практической конференции (Череповец, 1–2 ноября 2012 г.): в 3 ч. / под редакцией Н. П. Павловой. – Череповец: ЧГУ, 2013. – Ч. 3: Естественные, экономические, технические науки и математика. – С. 154–155.

Стародубцев П. Г. Разработка энергетически эффективного способа утилизации конвертерного газа // Вестник науки и образования. – 2018. – № 5 (41). – Т. 2. – С. 23–26.

Шкляр Ф. Р. и др. Доменные воздушонагреватели. – Москва: Металлургия, 1982. – 176 с.

References

Vasil'kova S. B. i dr. *Raschet nagrevatel'nykh i termicheskikh pechei* [Calculation of heating and thermal furnaces]. Moscow: Metallurgiya, 1983. 480 p.

Kazantsev E. I. *Promyshlennyye pechi* [Industrial furnaces]. Moscow: Metallurgiya, 1975. 367 p.

Kirsanov Iu. A. *Tsiklicheskie teplovyie protsessy i teoriia teploprovodnosti v regenerativnykh vozdukhopodogrevatel'nykh* [Cyclic thermal processes and the theory of thermal conductivity in regenerative air heaters]. Moscow: Fizmatlit, 2007. 240 p.

Krivandin V. A. *Metallurgicheskaya teplotekhnika: v 2 t* [Metallurgical heat engineering: in 2 volumes]. Moscow: Metallurgiya, 1986, vol. 1. Teoreticheskie osnovy [Theoretical foundations]. 424 p.

Kurchev A. O., Elin N. N., Mizonov V. E. Modelirovanie regenerativnogo teploobmena s fazovymi perekhodami v nasadke [Modeling regenerative heat transfer with phase transformations in a filling]. *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta* [Vestnik of Ivanovo State Power Engineering University], 2008, no. 3, pp. 44–46.

Lukin S. V., Bakhvalov M. A., Porodovskii D. V. Modelirovanie raboty kauperov domennykh pechei pri obogreve konverternym gazom [Simulating the operation of blast furnace cowper during converter gas heating]. *Naukoemkie tekhnologii i innovatsii: elektronnyi sbornik dokladov Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii (Belgorod, 29 aprelya 2019 g.)* [High technologies and innovations: electronic proceedings of the international research and practice conference (Belgorod, April 29, 2019); ed. by A. V. Belousov, V. P. Kozhevnikov]. Belgorod: BGTU, 2019, part 11, pp. 25–29.

Lukin S. V., Porodovskii D. V. Opredelenie konstruktivnykh i rezhimnykh parametrov regeneratortov dlia utilizatsii teploty szhiganiia konverternogo gaza [Determining design and operating conditions of regenerators for heat recovery of converter gas combustion]. *Avtomatizatsiia i energosberezhenie v mashinostroenii, energetike i na transporte: materialy XV Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii (Vologda, 8 dekabria 2020 g.)* [Automation and energy saving in mechanical engineering, energy development and transport: proceedings of the XV international scientific and technical conference (Vologda, December 8, 2020)]. Vologda: VoGU, 2021, pp. 156–160.

Lukin S. V., Shakhov V. V., Sukharev V. Iu. Skhema utilizatsii konverternogo gaza s primeneniem teplovykh akkumulyatorov [Converter gas utilization scheme using heat accumulators].

Cherepovetskie nauchnye chteniia – 2012: Materialy Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii (Cherepovets, 1–2 noiabria 2012 g.): v 3 ch. [Cherepovets scientific readings – 2012: proceedings of the All-Russian research and practice conference (Cherepovets, November 1–2, 2012): in 3 parts; ed. by N. P. Pavlova]. Cherepovets: ChGU, 2013, part 3: Estestvennye, ekonomicheskie, tekhnicheskie nauki i matematika [Part 3: natural, economic, technical sciences and mathematics], pp. 154–155.

Starodubtsev P. G. Razrabotka energeticheski effektivnogo sposoba utilizatsii konvertornogo gaza [Development of an energy efficient method for converter gas disposition]. *Vestnik nauki i obrazovaniia* [Bulletin of Science and Education], 2018, no. 5 (41), vol. 2, pp. 23–26.

Shkliar F. R. i dr. *Domennye vozdukhonagrevateli* [Blast furnace air heaters]. Moscow: Metallurgiiia, 1982. 176 p.

Для цитирования: Лукин С. В., Породовский Д. В., Разинков А. А., Бахвалов М. А. Математическая модель и алгоритм расчета теплового состояния регенератора для аккумулирования теплоты сжигания конвертерного газа и нагрева воздуха для котла-утилизатора // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2021. – № 3 (102). – С. 38–55. <https://doi.org/10.23859/1994-0637-2021-3-102-3>

For citation: Lukin S. V., Porodovsky D. V., Razinkov A. A., Bahvalov M. A. Mathematical model and algorithm for calculation of thermal state of a regenerator accumulating converter gas heat of combustion and heating air for a recovery boiler. *Cherepovets State University Bulletin*, 2021, no. 3 (102), pp. 38–55. <https://doi.org/10.23859/1994-0637-2021-3-102-3>

Заявленный вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article. The authors declare no conflicts of interests.

Сведения об авторах

Сергей Владимирович Лукин /
Sergey V. Lukin

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплоэнергетики и теплотехники, <https://orcid.org/0000-0002-3002-1078>, s.v.luk@yandex.ru, Череповецкий государственный университет (д. 5, пр-т Луначарского, 162600 г. Череповец, Россия) / Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Thermal Engineering and Technology Department, <https://orcid.org/0000-0002-3002-1078>, s.v.luk@yandex.ru, Cherepovets State University (5, Lunacharsky pr., 162600 Cherepovets, Russia).

Денис Вячеславович
Породовский /
Denis V. Porodovsky

Аспирант, d.porodovsky@yandex.ru, Череповецкий государственный университет (д. 5, пр-т Луначарского, 162600 г. Череповец, Россия) / Postgraduate student, d.porodovsky@yandex.ru, Cherepovets State University (5, Lunacharsky pr., 162600 Cherepovets, Russia).

Антон Александрович
Разинков /
Anton A. Razinkov

Аспирант, aa.razinkov@severstal.com, Череповецкий го-
сударственный университет (д. 5, пр-т Луначарского,
162600 г. Череповец, Россия) / Postgraduate student,
aa.razinkov@severstal.com, Cherepovets State University
(5, Lunacharsky pr., 162600 Cherepovets, Russia).

Максим Андреевич Бахвалов /
Maxim A. Bahvalov

Аспирант, mabahvalov@severstal.com, Череповецкий
государственный университет (д. 5, пр-т Луначарского,
162600 г. Череповец, Россия) / Postgraduate student,
mabahvalov@severstal.com, Cherepovets State University
(5, Lunacharsky pr., 162600 Cherepovets, Russia).

Статья поступила в редакцию 03.03.2021; Одобрена после рецензирования 31.03.2021;
Принята к публикации 06.04.2021.

The article was submitted 03.03.2021; Approved after reviewing 31.03.2021; Accepted for
publication 06.04.2021.