

УДК 66. 042.886

к.т.н., доц. Алексеев В. П.,  
Канчукова М. В.  
(ДонГТУ, Алчевск, Украина)

## ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛООБМЕНА В ТЕПЛОМ АККУМУЛЯТОРЕ С ОГНЕУПОРНОЙ НАСАДКОЙ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОМ НАГРЕВЕ И ОХЛАЖДЕНИИ

Приведены результаты исследования нестационарного теплообмена в теплом аккумуляторе с огнеупорной насадкой, реализуемого в системе использования тепла конвертерных газов, с учетом переменных граничных условий и теплофизических характеристик теплоносителей и массы насадки, а также предложена уточненная формула для определения коэффициента теплопередачи теплового аккумулятора.

**Ключевые слова:** нестационарный теплообмен, тепловой аккумулятор, огнеупорная насадка, теплофизические характеристики, коэффициент теплопередачи.

### Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Регенеративные теплообменные аппараты периодического действия, выполненные в виде огнеупорных насадок различных конструкций, нашли широкое применение в различных отраслях промышленности, в частности в черной металлургии (доменные воздухонагреватели, регенераторы плавильных и нагревательных печей). В этих аппаратах осуществляется высокотемпературный нагрев компонентов горения, например, воздуха до 1200 °С и более.

Сложность процессов теплообмена в регенеративных теплообменниках определяется тем, что процессы нагрева и охлаждения происходят периодически, температуры газовых теплоносителей (продуктов сгорания или воздуха) и массы насадки изменяются непрерывно во времени. В реальных условиях работы некоторых регенеративных аппаратов имеет место также переменный расход и температура греющего теплоносителя во времени, которые определяются режимом работы теплотехнологического агрегата. В связи с этим теоретическое исследование теплообмена в регенеративных теплообменниках представляет большие математические трудности.

### Анализ исследований и публикаций.

Исследованием процесса теплообмена таких аппаратов и разработкой методов теплового расчета занимались многие исследователи. Известные методы расчета нестационарного теплообмена основаны на ряде допущений и позволяют определить коэффициент теплообмена лишь приближенно. Одним из первых теоретически обоснованных методов расчета регенеративных теплообменников предложил Хейлигенштедт, далее теория регенеративного теплообмена была развита в работах Шумахера, Шака и др. Методике расчета регенеративных теплообменников посвящены также работы И.Д. Семикина и Э.М. Гольдфарба (ДМетИ), В.Н. Тимофеева (ВНИИМТ). Наиболее близка к реальным условиям методика, разработанная ВНИИМТом [1]. При этом в основу положено решение дифференциальных уравнений, описывающих процесс регенеративного теплообмена с учетом изменения температуры газов и воздуха по высоте насадки. Разработаны графики для определения коэффициентов использования поверхности нагрева и теплопередачи. При этом был принят ряд допущений: постоян-

© Алексеев В. П., 2014

© Канчукова М. В., 2014

ство расхода и температур теплоносителей на входе в регенеративный теплообменник во времени, постоянство теплофизических характеристик теплоносителей и массы насадки в течение всего цикла, применяемых при средних их температурах.

**Постановка задачи.** Все существующие методики решений нестационарного теплообмена в регенеративных теплообменниках не отражает в полном объеме реальные условия их работы и разработаны применительно к доменным воздухонагревателям и регенераторам промышленных печей. Изменение теплофизических характеристик теплоносителей и массы насадки может оказать существенное влияние на динамику изменения температур теплоносителей, особенно при интенсификации теплообмена и значительного сокращения длительности периода нагрева относительно периода охлаждения, что имеет место в тепловом аккумуляторе системы использования тепла конвертерных газов (СИТКГ) [2–3]. Знание динамики изменения температур теплоносителей с учетом реальных условий работы особо необходимо, когда регенеративный теплообменник используется для нагрева газов или воздуха, которые являются теплоносителями для теплоиспользующей установки. Режим работы теплоиспользующей установки в этом случае будет зависеть от динамики работы регенеративного теплообменника. В частности, режим работы котлоагрегата СИТКГ определяется динамикой работы теплового аккумулятора, который работает при переменных расходах и температурах продуктов сгорания. Следовательно, в этом случае от динамики работы теплового аккумулятора зависит режим работы теплоиспользующей установки в целом. Поэтому необходимо провести исследования нестационарного теплообмена теплового аккумулятора при указанных выше реальных условиях его работы.

Необходимость исследования нестационарного теплообмена в тепловом аккумуляторе

определяется также тем, что в отличие от доменного воздухонагревателя и регенераторов промышленных печей (в которых  $\tau_{\text{нагр}} > \tau_{\text{охл}}$  или  $\tau_{\text{нагр}} \approx \tau_{\text{охл}}$ ) в тепловых аккумуляторах продолжительность периода нагрева намного меньше, чем период охлаждения ( $\tau_{\text{нагр}} < \tau_{\text{охл}}$ ).

**Изложение материала и его результаты.** Нестационарный теплообмен в тепловом аккумуляторе описывается системой дифференциальных уравнений с условиями однозначности. При постановке задачи рассмотрены огнеупорные насадки, выложенные из огнеупорного кирпича с прямоугольными каналами и стенка каналов рассматривается в виде плоской плиты неограниченной длины. Рассматривается одномерная задача, т.е. принято, что проникновение тепла внутрь массы насадки происходит только в направлении, перпендикулярном к поверхности стенки (по толщине кирпича). Принято также, что распределение температур массы насадки в начале периода нагрева равно распределению температур в конце периода охлаждения, а в конце периода нагрева — в начале периода охлаждения.

Задача сформулирована в граничных условиях третьего рода. При указанных условиях теплообмен в насадках теплового аккумулятора описывается следующей системой дифференциальных уравнений.

Уравнение распределения тепла внутри массы насадки (в общем случае с учетом зависимости теплофизических характеристик массы насадки от искомой температуры)

$$\rho_H \cdot c_H(t_{1H}) \frac{\partial t_{1H}}{\tau_1} = \lambda_H \cdot (t_{1H}) \cdot \frac{\partial^2 t_{1H}}{\partial x^2}. \quad (1)$$

$$\rho_H \cdot c_H(t_{2H}) \frac{\partial t_{2H}}{\tau_2} = \lambda_H \cdot (t_{2H}) \cdot \frac{\partial^2 t_{2H}}{\partial x^2}. \quad (2)$$

Уравнение теплообмена на внешней поверхности насадки, соприкасающейся с газом

$$d^2 Q_1 = \lambda_n(t_{1H}) \cdot \left( \frac{\partial t_{1H}}{\partial n} \right)_{nn} d\tau_1 \cdot dH_o. \quad (3)$$

$$d^2 Q_1 = \lambda_n(t_{2H}) \cdot \left( \frac{\partial t_{2H}}{\partial n} \right)_{nn} \cdot d\tau_2 \cdot H_o. \quad (4)$$

Уравнение теплоотдачи от движущейся среды

$$d^2 Q_1 = -(\omega_1 \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{\partial T}{\partial \tau_1})_x \quad (5)$$

$$x c_1(T) \cdot \rho_1 \cdot F_{\text{ж}} \cdot d\tau_1 \cdot \frac{dH_o}{p}$$

$$d^2 Q_2 = (\omega_2 \frac{\partial t}{\partial z} + \frac{\partial t}{\partial \tau_2})_x \quad (6)$$

$$x c_2(t) \cdot \rho_2 \cdot F_{\text{ж}} \cdot d\tau_2 \cdot \frac{dH_o}{p}$$

Уравнение теплообмена на границе соприкосновения газового потока и насадки при условии преобладания теплоотдачи конвекцией

$$d^2 Q_1 = \alpha_1 (T - t_{1Hn}) \cdot d\tau_1 \cdot dH_o. \quad (7)$$

$$d^2 Q_2 = \alpha_2 (t - t_{2Hn}) \cdot d\tau_2 \cdot dH_o. \quad (8)$$

Температура газов является функцией от времени нагрева, а в период охлаждения температура газов (воздуха) постоянна.

$$T|_{z=0} = T_o(\tau_1) \neq const. \quad (9)$$

$$t|_{z=L} = t_o = const. \quad (10)$$

Условие периодичности процессов нагрева и охлаждения

$$t_{1H}(\tau_1 = 0) = t_{2H}(\tau = \tau_2). \quad (11)$$

$$t_{2H}(\tau_2 = 0) = t_{1H}(\tau = \tau_1). \quad (12)$$

Условие изменения геометрических размеров насадки

$$0 \leq x \leq R; \quad 0 \leq z \leq L.$$

Стенка канала рассматривается в виде эквивалентной плоской плиты с двухсто-

ронным симметричным нагревом и начало координат находится в плоскости симметрии. При учете зависимости теплофизических характеристик теплоносителей и массы насадки от температуры должна быть задана функциональная зависимость их от температур:  $C_1 = f(T)$ ;  $C_2 = f(t_2)$ ;  $C_H = f(t_{1H})$ ;  $C_2 = f(t_{2H})$ ;  $\lambda_H = f(t_{1H})$ ;  $\lambda_n = f(t_{2H})$ . После перехода к безразмерным переменным система уравнений регенеративного теплообмена имеет вид:

– для периода нагрева

$$\frac{\partial t_{1H}}{\partial Fo_1} = \frac{\partial^2 t_{1H}}{\partial X^2}. \quad (13)$$

Уравнение теплообмена на границе газ — поверхность нагрева (граничные условия)

$$\frac{\partial t_{1Hn}}{\partial X} \Big|_{x=1} = Bi_1 (T - t_{1Hn}); \quad \frac{\partial t_{1H}}{\partial X} \Big|_{x=0} = 0 \quad (14)$$

Уравнение теплообмена между газом и насадкой (балансовое уравнение)

$$-\frac{\partial T}{\partial N_1} = T - t_{1Hn}. \quad (15)$$

Условие на входе в насадку (начальное условие)

$$T|_{N_1=0} = T_o \neq const. \quad (16)$$

Условие периодичности процесса

$$t_{1H}(Fo_1 = 0) = t_{2H}(Fo = Fo_2). \quad (17)$$

Аналогично для периода охлаждения имеем

$$\frac{\partial t_{2H}}{\partial Fo_2} = \frac{\partial^2 t_{2H}}{\partial X^2}. \quad (18)$$

$$\frac{\partial t_{2Hn}}{\partial X} \Big|_{x=1} = Bi_2 (t - t_{2Hn}); \quad \frac{\partial t_{2H}}{\partial X} \Big|_{x=0} = 0. \quad (19)$$

$$\frac{\partial t}{\partial N_2} = t - t_{2Hn}. \quad (20)$$

$$t|_{N_2=0} = t_o = const. \quad (21)$$

$$t_{2n}(Fo_2 = 0) = t_{1n}(Fo = Fo_1), \quad (22)$$

где индекс 1 относится к периоду нагрева, а индекс 2 — к периоду охлаждения;  $t_n$  — температура насадки, °C;  $T$  и  $t$  — температура газов и воздуха (теплоносителей), °C;  $X = x/R$  — безразмерная координата;  $x$  — текущая координата, м;  $R$  — полутолщина кирпича насадки, м.

Числа Фурье, Био и “N” соответственно равны:

$$Fo_1 = \frac{a_n \cdot \tau_1}{R_3^2}; \quad Fo_2 = \frac{a_n \cdot \tau_2}{R_3^2}; \quad Bi_1 = \frac{\alpha_1 \cdot R_3}{\lambda_n};$$

$$Bi_2 = \frac{\alpha_2 \cdot R_3}{\lambda_n}; \quad N_1 = \frac{\alpha_1 \cdot H_0}{w_1}; \quad N_2 = \frac{\alpha_2 \cdot H_0}{w_2}.$$

Здесь  $R_3 = v_k / H_k$  — эквивалентная полутолщина кирпича, м;  $v_k$  — объем кирпича в 1 м<sup>3</sup> насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $H_k$  — поверхность кирпича в 1 м<sup>3</sup> насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;

$a_n = \frac{\lambda_n}{c_n \cdot \rho_n}$  — коэффициент температуропроводности материала насадки, м<sup>2</sup>/с;  $\lambda_n$  — коэффициент теплопроводности материала насадки, Вт/(м·К);  $c_n$  — удельная массовая теплоемкость материала насадки, Дж/(кг·К);  $\rho_n$  — плотность материала насадки, кг/м<sup>3</sup>;  $\tau_1$  и  $\tau_2$  — продолжительность периодов нагрева и охлаждения, с;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи в периоды нагрева и охлаждения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} + \alpha_{1л}; \quad \alpha_2 = \alpha_{2к};$$

$\alpha_k$  и  $\alpha_l$  — коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $H_0$  — поверхность нагрева насадки, м<sup>2</sup>;  $w_1$  и  $w_2$  — скорости теплоносителей, м/с;  $\rho_1$  и  $\rho_2$  — плотности теплоносителей, кг/м<sup>3</sup>;  $w_1$  и  $w_2$  — водяные эквиваленты теплоносителей, Вт/К;  $F_{ж}$  — живое сечение насадки, м<sup>2</sup>;  $c_1$  и  $c_2$  — удельные теплоемкости теплоносителей, Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $z$  — координата в направлении движения газа (воздуха), м.

Решение приведенных выше уравнений с помощью ЦВП выполнено с учетом переменных граничных условий на входе и по высоте насадки, а также с учетом изменения теплофизических характеристик те-

плоносителей и материала насадки. В результате расчета определена динамика изменения температур теплоносителей и материала различных типов насадок теплового аккумулятора при двух режимах работы кислородного конвертера: 1) длительность продувки кислородом  $\tau_{пр} = 10$  мин, межпродувочный период  $\tau_{мпр} = 20$  мин, цикл  $\tau_{ц} = 30$  мин; 2)  $\tau_{пр} = 18$  мин,  $\tau_{мпр} = 27$  мин,  $\tau_{ц} = 45$  мин. С учетом активного выхода оксида углерода “СО” при расчете длительности нагрева и охлаждения соответственно приняты: 1)  $\tau_n = 6$  мин,  $\tau_o = 24$  мин,  $\tau_{ц} = 30$  мин; 2)  $\tau_n = 15$  мин,  $\tau_o = 30$  мин,  $\tau_{ц} = 45$  мин, т.е. 1)  $\tau_n / \tau_o = 0,25$ ; 2)  $\tau_n / \tau_o = 0,5$ .

Основные характеристики для различных типов насадок теплового аккумулятора: коэффициент аккумуляции массы насадки  $\eta_s$ , коэффициент гистерезиса температур  $\zeta$  и коэффициент использования поверхности нагрева  $\eta_{ин}$ , полученные в результате расчета, приведены в таблице 1. При этом коэффициенты  $\eta_s$ ,  $\zeta$ ,  $\eta_{ин}$  определены из выражений:

$$\eta_s = \frac{t_{mn}^{\tau=\tau_n} - t_{mn}^{\tau=0}}{t_{nn}^{\tau=\tau_n} - t_{nn}^{\tau=0}}; \quad \zeta = \frac{t_{nn}^{\tau=\tau_n} - t_{nn}^{\tau=0}}{t_{nn}^n - t_{nn}^0};$$

$$\eta_{ин} = 1 - \frac{t_{nn}^n - t_{nn}^0}{T_{cp} - t_{cp}},$$

где  $t_{mn}^{\tau=0}$ ,  $t_{nn}^{\tau=0}$ ,  $t_{mn}^{\tau=\tau_n}$ ,  $t_{nn}^{\tau=\tau_n}$  — усредненные температуры массы и поверхности насадки в начале и конце периода нагрева, °C;  $t_{nn}^n$ ,  $t_{nn}^0$ ,  $T_{cp}$ ,  $t_{cp}$  — усредненные температуры поверхности насадки и теплоносителей в период нагрева и охлаждения, °C.

Исследования показали, что величина “ $\zeta$ ” для насадок теплового аккумулятора СИТКГ в среднем составляет ~ 5,0 и воспользовавшись выражением для коэффициента аккумуляции [4]:  $\eta_s = 1/(1 + S^2) / 3 a_n \cdot \tau_{ц}$  получим следующее выражение для определения коэффициента теплопередачи

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{0,4}{S_9 \cdot \rho_n \cdot C_n} + \frac{0,133 S_9}{\lambda_n \cdot \tau_{ц}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}}, \quad (23)$$

где  $\tau_{ц} = \tau_1 + \tau_2$  — продолжительность цикла, с.

### Выводы и направление дальнейших исследований.

В результате исследования определены коэффициент теплопередачи и средний температурный напор для различных ти-

пов насадок и режима работы теплового аккумулятора по формуле (23) и методике ВНИИМТ [1]. Сравнительная оценка показала, что расхождение составляет до 9%.

Определены также поверхность нагрева и объем теплового аккумулятора при различных конструктивных характеристиках насадки и режимах продувки. На основе анализа расчетных данных для СИТКГ можно рекомендовать насадку каупера размером ячеек 60 x 60 мм, толщиной  $b = 50$  мм или 90 x 90 мм,  $b = 50$  мм.

Таблица 1 — Значения коэффициентов аккумуляции, гистерезиса температуры и использование поверхности нагрева различных типов регенеративных насадок

$\tau_n / \tau_0$		0,25					
Значения коэффициентов	Типы насадок	Кауперная 120x120 мм	Кауперная 90x90 мм	Кауперная 60x60 мм	Сименса коридорная 120x120 мм	Сименса коридорная 50x50 мм	Сименса шахматная 120x120 мм
	$\eta_s$		0,502	0,62	0,615	0,623	0,666
$\zeta$		4,37	5,0	7,0	5,72	5,32	5,9
$\eta_{ип}$		0,95	0,956	0,972	0,94	0,915	0,93
$\tau_n / \tau_0$		0,5					
Значения коэффициентов	Типы насадок	Кауперная 120x120 мм	Кауперная 90x90 мм	Кауперная 60x60 мм	Сименса коридорная 120x120 мм	Сименса коридорная 50x50 мм	Сименса шахматная 120x120 мм
	$\eta_s$		0,454	0,642	0,67	0,736	0,7
$\zeta$		3,75	7,02	4,5	4,37	3,5	4,1
$\eta_{ип}$		0,93	0,96	0,93	0,887	0,827	0,855

### Библиографический список

1. Тимофеев В. Н. Теория расчета регенеративных теплообменников / В. Н. Тимофеев, В. М. Малкин, Ф. Р. Шкляр. — Свердловск.: Сборник научных трудов ВНИИМТ 1962. — № 8. — С. 16–32.
2. Алексеев В. П. Установка для использования тепла конвертерных газов с тепловым аккумулятором / В. П. Алексеев, М. В. Алексеева. — С-Пб.: Вестник МАНЭБ, 2004. — Т. 9, № 7(79). — С. 82–85.
3. Алексеев В. П. Анализ энергетической эффективности систем использования тепла конвертерных газов за кислородными конвертерами / В. П. Алексеев, М. В. Алексеева. — Алчевск.: Сб. науч. тр. ДонГТУ, 2007. — Вып. 24. — С. 218–228.
4. Лемлех И. М. Высокотемпературный нагрев воздуха в черной металлургии / И. М. Лемлех, В. А. Гордин. — М.: ГНТИ литературы по черной и цветной металлургии, 1963. — 352 с.

*Рекомендована к печати к.т.н., проф. ДонГТУ Ульяницьким В. Н.,  
д.т.н., проф. ВНУ ім. Даля Дзюбой В. Л.*

*Статья поступила в редакцию 16.06.14.*

**к.т.н., доц. Алексеев В. П., Канчукова М. В. (ДонДТУ, м. Алчевськ, Україна)**

**ДОСЛІДЖЕННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛОВОМУ  
АКУМУЛЯТОРІ З ВОГНЕТРИВКОЮ НАСАДКОЮ ПРИ ПЕРІОДИЧНОМУ НАГРІВІ ТА  
ОХОЛОДЖЕННІ**

*Наведені результати дослідження нестационарного теплообміну в тепловому акумуляторі з вогнетривкою насадкою, тепла конвертерних газів, що реалізовується в системі використання, з врахуванням змінних граничних умов і теплофізичних характеристик теплоносіїв і маси насадки, а також запропонована уточнена формула для визначення коефіцієнта теплопередачі теплового акумулятора.*

**Ключові слова:** *нестационарний теплообмін, тепловий акумулятор, вогнетривка насадка, теплофізичні характеристики, коефіцієнт теплопередачі.*

**Alekseyev V. P. Candidate of Engineering Sciences, Kanchukova M. V. (DonDTU, Alchevsk, Ukraine)**

**THE STUDY OF UNSTEADY HEAT EXCHANGE IN THE HEAT ACCUMULATOR WITH  
REFRACTORY NOOZLE UNDER PERIODIC HEATING AND COOLING**

*The results of the study of unsteady heat transfer in the heat accumulator with refractory nozzle implemented in the heat converter gas using system, with variable boundary conditions and thermalphysical characteristics of heat transfer agents and mass of the nozzle are given, as well as a refined formula is offered to determine the heat transfer coefficient of the heat accumulator.*

**Key words:** *transient heat transfer, heat storage, fire nozzle, thermalphysical characteristics, the heat transfer coefficient.*