

Д. т. н. А. И. Нижегородов (✉), Т. Б. Брянских, А. В. Звездин

ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет (ИРНИТУ)», г. Иркутск, Россия

УДК 66.041.3-65:691.034.9].001.57

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕНОСА ЛУЧИСТОЙ ЭНЕРГИИ НА ДВИЖУЩИЙСЯ ВЕРМИКУЛИТОВЫЙ МАССИВ В ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕЧИ С ВИБРАЦИОННЫМ ПОДОМ

Проведено моделирование переноса лучистой энергии на однослойный массив движущегося по вибрирующей подовой плите вермикулита, определены температуры и их распределение от центральных до крайних (пристеночных) рабочих камер модулей обжига. Приведена аналитическая модель поглощения вермикулитом тепловой энергии, которая является основой для дальнейшего исследования энергетических соотношений в системе печь–среда в процессе обжига вермикулита.

Ключевые слова: электрическая печь с вибрационным подом, вермикулит, модель однослойного вермикулитового потока, тепловая энергия, аналитическая модель поглощения вермикулитом тепловой энергии.

ВВЕДЕНИЕ

Дегидратация и структурообразование вермикулита и других минералов в процессе их термообработки происходят при интенсивном поглощении лучистой энергии от нагревателей и тепловых потоков, отраженных от поверхностей рабочих камер модулей обжига, а распределение температур и поглощенных энергий зависит от их оптико-геометрических характеристик. Поэтому моделирование теплопереноса начнем с поиска аналитической модели поглотительно-отражательной способности термообрабатываемого материала.

Вермикулит структурно нестабилен. Усваивая тепловую энергию, он трансформируется по размерам и форме, по структуре и физическим свойствам и поэтому моделирование теплопереноса будем проводить на его примере, как в наиболее общем случае. Механическая трансформация вермикулита приводит к значительному изменению его оптических свойств — поглотительной α , отражательной ρ , излучательной ϵ и пропускной τ способности как в видимом диапазоне длин волн, так и в инфракрасном. Анализ источников информации по вермикулиту показал, что данные по этим показателям отсутствуют. Оптические свойства вермикулита изучали многие авторы (например, [1, 2]), однако при анализе спектров поглощения определяли только химический состав минерала. Кроме того, при исследованиях процесса теплопереноса в рабочих

камерах модулей обжига электрических печей и моделировании оптических характеристик вермикулита зерна вермикулита рассматривались как абсолютно черные тела [3, 4].

В работе [5] предложены более точная аналитическая модель одиночного вермикулитового зерна, учитывающая отражательную способность: $\alpha + \rho + \tau = 0,69 + 0,31 + 0 = 1$, и аналитическая модель движущегося однослойного вермикулитового потока: $\alpha_m + \rho_m + \tau_m = 0,768 + 0,232 + 0 = 1$, которые будут использованы при моделировании переноса лучистой энергии на однослойный вермикулитовый массив (α_m , ρ_m и τ_m — оптико-геометрические характеристики монослоя).

Цель настоящей работы — моделирование переноса лучистой энергии на однослойный вермикулитовый массив, определение температур и их распределения от центральных до крайних (пристеночных) рабочих камер модулей печи, а также получение аналитической модели поглощения вермикулитом тепловой энергии.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТЕПЛОПЕРЕНОСА

Рассмотрим стационарную систему [6, 7] (рис. 1), образованную изотермическими поверхностями полосовых нагревателей 1 и 2, плотным (без зазоров) монослоем вермикулитовых зерен 3, расположенным на подвижном поде, крышкой модуля 4 и двумя виртуальными поверхностями 5 и 6, замыкающими пространство условной рабочей камеры, заполненное диатермической средой [7]. Сделаем ряд допущений:

– зерна одинаковы по размеру и соответствуют зазору между подовой плитой и нагревателями 1 и 2;



А. И. Нижегородов
E-mail: nastromo_irkutsk@mail.ru

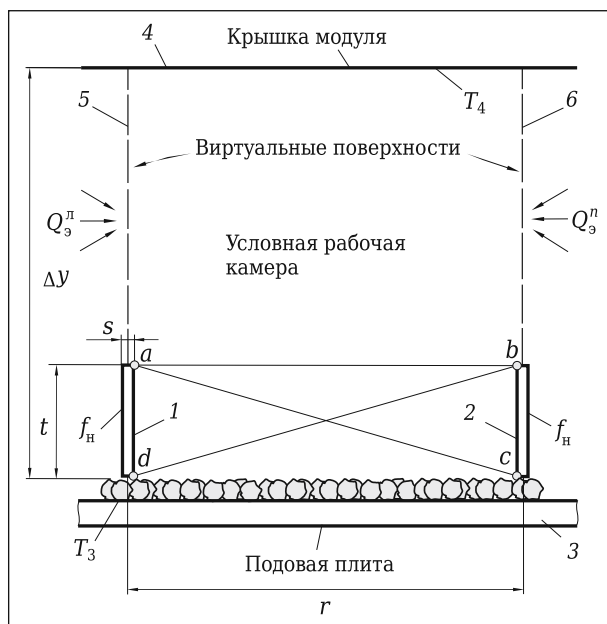


Рис. 1. Схема к моделированию теплопереноса в рабочей камере

– поверхности 1, 2, 3 и 4 — непрозрачные и диффузные (изотропное излучение), поэтому их излучательная способность ε равна поглощательной α ;

– виртуальные поверхности 5 и 6 прозрачные, их пропускательная способность $\tau = 1$;

– все поверхности плоские, «не видят» себя, не поглощают и не отражают свое излучение.

В соответствии с методом сальдо-потоков [7] потоки падающего Q_{pi} и эффективного Q_{ei} излучений соответствующих поверхностей определяются суммами:

$$Q_{pi} = \sum_{k=1}^j Q_{ek} \varphi_{ki}, \quad Q_{ei} = \rho_i \sum_{k=1}^j Q_{ek} \varphi_{ki} + Q_{ci},$$

где Q_{ek} — эффективный поток поверхности k , падающий на поверхность i ; φ_{ki} — средний угловой коэффициент, учитывающий долю эффективно-го излучения поверхностей, достигающего дан-ную; ρ_i — отражательная способность i -й поверх-ности; Q_{ci} — поток собственного излучения.

Тепловые потоки, падающие на поверхности 1 и 2 нагревателей, вермикулита 3 и крышки модуля 4 (см. рис. 1), и эффективные потоки по-верхностей 1, 2, 3 и 4 равны:

$$Q_{n1} = Q_{e2} \varphi_{21} + Q_{e3} \varphi_{31} + Q_{e4} \varphi_{41},$$

$$Q_{n2} = Q_{e1} \varphi_{12} + Q_{e3} \varphi_{32} + Q_{e4} \varphi_{42},$$

$$Q_{n3} = Q_{e1} \varphi_{13} + Q_{e2} \varphi_{23} + Q_{e4} \varphi_{43},$$

$$Q_{n4} = Q_{e1} \varphi_{14} + Q_{e2} \varphi_{24} + Q_{e3} \varphi_{34},$$

$$Q_{e1} = Q_{c1} + \rho_1 Q_{n1} = Q_{c1} + \rho_1 Q_{e2} \varphi_{21} + \rho_1 Q_{e3} \varphi_{31} + \rho_1 Q_{e4} \varphi_{41}, \quad (1)$$

$$Q_{e2} = Q_{c2} + \rho_2 Q_{n2} = Q_{c2} + \rho_2 Q_{e1} \varphi_{12} + \rho_2 Q_{e3} \varphi_{32} + \rho_2 Q_{e4} \varphi_{42}, \quad (2)$$

$$Q_{e3} = \rho_3 Q_{n3} = \rho_3 Q_{e1} \varphi_{13} + \rho_3 Q_{e2} \varphi_{23} + \rho_3 Q_{e4} \varphi_{43}, \quad (3)$$

$$Q_{e4} = \rho_4 Q_{n4} = \rho_4 Q_{e1} \varphi_{14} + \rho_4 Q_{e2} \varphi_{24} + \rho_4 Q_{e3} \varphi_{34}. \quad (4)$$

В формулах (3) и (4) $\rho_3 = \rho_m$ — отражательная способность вермикулита (0,232); ρ_4 — муллито-кремнеземистого войлока (в дальнейшем МВ), термоизолирующего крышку (0,65 [6]).

Так как поверхности 2 и 6 и поверхности 1 и 5 «не видят» друг друга, то уравнения баланса тепловых потоков на виртуальных поверхностях будут иметь вид: $Q_{e5} = Q_{e2} \varphi_{25} + Q_{e3} \varphi_{35} + Q_{e4} \varphi_{45}$; $Q_{e6} = Q_{e1} \varphi_{16} + Q_{e3} \varphi_{36} + Q_{e4} \varphi_{46}$. Благодаря симме-трии рабочей камеры потоки Q_{e5} и Q_{e6} равны. Для камеры в центре модуля также равны Q_{e5}^n и Q_{e6}^n , поэтому равны и их суммы. Это равенство дает условие теплового равновесия между рассма-триваемой камерой и соседними.

Коэффициенты φ_{ki} определим методом «на-тянутых нитей» [7], исходя из геометрии услов-ной рабочей камеры (см. рис. 1). Например, φ_{12} и φ_{21} без учета толщины нагревателя s равны:

$$\varphi_{12} = \varphi_{21} = \frac{1}{2t} [(ac + bd) - (ad + bc)] = \frac{1}{t} (\sqrt{t^2 + r^2} - r).$$

Аналогично рассчитываются все другие угловые коэффициенты.

Так как поверхности 1 и 2 излучают тепло-вую мощность, можно пренебречь их отража-тельной способностью, и тогда решение уравне-ний (1) и (2) можно записать в виде

$$Q'_{e1} = Q'_{e2} = Q_{c1} = Q_{c2} = Q'_e = \varepsilon_n \sigma T_n^4 f_n, \quad (5)$$

где ε_n — степень черноты нихрома; $T_1 = T_2 = T_n$ — температура нагревателей; $f_1 = f_2 = f_n$ — площади излучающих поверхностей; σ — постоянная Сте-фана – Больцмана, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) [9].

С учетом $\varphi_{13} = \varphi_{23}$ получим формулы эффек-тивных потоков с поверхностями 3 и 4:

$$Q_{e3} = \rho_3 Q'_e \varphi_{13} + \rho_3 Q'_e \varphi_{23} + \rho_3 Q_{e4} \varphi_{43} = 2\rho_3 Q'_e \varphi_{13} + \rho_3 Q_{e4} \varphi_{43}, \quad (6)$$

$$Q_{e4} = \rho_4 Q'_e \varphi_{14} + \rho_4 Q'_e \varphi_{24} + \rho_4 Q_{e3} \varphi_{34} = 2\rho_4 Q'_e \varphi_{14} + \rho_4 Q_{e3} \varphi_{34}. \quad (7)$$

После взаимной подстановки (7) и (6) с уче-том равенства коэффициентов $\varphi_{43} = \varphi_{34}$ и фор-мулы (5) получим эффективные потоки поверх-ностей 3 и 4, выраженные через температуру нагревателей T_n :

$$Q_{e3} = \frac{2\rho_3 \varepsilon_n \sigma T_n^4 f_n (\varphi_{13} + \varphi_{14} \varphi_{34} \rho_4)}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2}, \quad (8)$$

$$Q_{e4} = \frac{2\rho_4 \varepsilon_n \sigma T_n^4 f_n (\varphi_{14} + \varphi_{13} \varphi_{34} \rho_3)}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2}. \quad (9)$$

Эффективные потоки нагревателей уже с учетом отражательной способности равны:

$$Q_{e1} = \varepsilon_n \sigma T_n^4 f_n + \rho_n (Q_{e2} \varphi_{21} + Q_{e3} \varphi_{31} + Q_{e4} \varphi_{41}),$$

$$Q_{e2} = \varepsilon_n \sigma T_n^4 f_n + \rho_n (Q_{e1} \varphi_{12} + Q_{e3} \varphi_{32} + Q_{e4} \varphi_{42}).$$

Симметрия условной рабочей камеры обе-спечивает условие $Q_{e1} = Q_{e2}$ и равенство

$$Q'_e = \frac{\varepsilon_n \sigma T_n^4 f_n (1 + \rho_n \varphi_{12}) + \rho_n Q_{e3} (\rho_n \varphi_{12} \varphi_{32} + \varphi_{31}) + \rho_n Q_{e4} (\rho_n \varphi_{12} \varphi_{42} + \varphi_{41})}{1 - \rho_n^2 \varphi_{12}^2}. \quad (10)$$

С учетом равенств $\varphi_{31} = \varphi_{32}$ и $\varphi_{41} = \varphi_{42}$ при совместном решении выражений (8), (9) и (10) получим общую зависимость для эффективных потоков поверхностей нагревателей 1 и 2:

$$Q_3^{12} = \varepsilon_n \sigma T_n^4 f_n \left\{ (1 + \rho_n \varphi_{12}) + \frac{2\rho_n(\rho_n \varphi_{12} + 1)[\varphi_{31}(\varphi_{13} + \varphi_{14} \varphi_{34} \rho_4) + \varphi_{41}(\varphi_{14} + \varphi_{13} \varphi_{34} \rho_3)]}{(1 - \rho_n^2 \varphi_{12}^2)(1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2)} \right\}.$$

Результирующие потоки излучения на соответствующих поверхностях равны

$$Q_p^{12} = Q_n^{12} - Q_9^{12}, \quad Q_{p3} = Q_{п3} - Q_{э3}, \quad Q_{p4} = Q_{п4} - Q_{э4}, \quad (11)$$

где Q_n^{12} , $Q_{п3}$ и $Q_{п4}$ — потоки излучения, падающего на поверхности 1, 2, 3, 4, определяемые при $\varphi_{34} = \varphi_{43}$ выражениями

$$Q_n^{12} = Q_9^{12} \varphi_{12} + Q_{э3} \varphi_{31} + Q_{э4} \varphi_{41}, \quad Q_{п3} = 2Q_9^{12} \varphi_{13} + Q_{э4} \varphi_{34}, \\ Q_{п4} = 2Q_9^{12} \varphi_{14} + Q_{э3} \varphi_{34}.$$

Аналогично при $\varphi_{34} = \varphi_{43}$ получим зависимости для расчета результирующих потоков:

$$Q_p^{12} = Q_9^{12}(\varphi_{12} - 1) + Q_{э3} \varphi_{31} + Q_{э4} \varphi_{41},$$

$$Q_{p3} = 2Q_9^{12} \varphi_{13} + Q_{э4} \varphi_{34} - Q_{э3},$$

$$Q_{p4} = 2Q_9^{12} \varphi_{14} + Q_{э3} \varphi_{34} - Q_{э4}.$$

Температура нагревателей T_n' , вермикулита T_b и крышки T_k (МВ) в пределах одной условной рабочей камеры определяется по формулам [7]:

$$T_n' = \sqrt[4]{\frac{1}{\sigma f_n} \cdot \left[Q_9^{12} - Q_p^{12} \left(\frac{1 - \varepsilon_n}{\varepsilon_n} \right) \right]},$$

$$T_b = \sqrt[4]{\frac{1}{\sigma f_b} \cdot \left[Q_{э3} + Q_{p3} \left(\frac{1 - \alpha_b}{\alpha_b} \right) \right]},$$

$$T_k = \sqrt[4]{\frac{1}{\sigma f_k} \cdot \left[Q_{э4} + Q_{p4} \left(\frac{1 - \alpha_k}{\alpha_k} \right) \right]},$$

где f_n и f_k — площади подовой плиты и крышки модуля (МВ); α_b и α_k — поглощательные способности вермикулита и крышки модуля (МВ) соответственно.

Для определения температур воспользуемся балансом удельной электрической мощности e_s и плотности теплового потока одиночного модуля:

$$IU / f_n = e_s = \sigma T_n'^4, \quad (13)$$

где I и U — действующие значения тока и напряжения; f_n — площадь поверхности нагревателей модуля:

$$f_n = 2tsl_n n_n, \quad (14)$$

где t и s — высота и толщина полосы нагревательного элемента; l_n — его длина; n_n — общее количество нагревателей.

С учетом выражений (13) и (14) формулы для эффективных потоков примут вид:

$$Q_{э3} = \frac{2IU \rho_3 \varepsilon_n (\varphi_{13} + \varphi_{14} \varphi_{34} \rho_4)}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2},$$

$$Q_{э4} = \frac{2IU \rho_4 \varepsilon_n (\varphi_{14} + \varphi_{13} \varphi_{34} \rho_3)}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2},$$

$$Q_9^{12} = \varepsilon_n IU \left\{ (1 + \rho_n \varphi_{12}) + \frac{2\rho_n(\rho_n \varphi_{12} + 1)[\varphi_{31}(\varphi_{13} + \varphi_{14} \varphi_{34} \rho_4) + \varphi_{41}(\varphi_{14} + \varphi_{13} \varphi_{34} \rho_3)]}{(1 - \rho_n^2 \varphi_{12}^2)(1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2)} \right\}.$$

Для численного расчета температур примем параметры физической модели печи — одиночного модуля, рассмотренного в работе [3]: $B = 0,96$ м (ширина подовой плиты); $n_n = 13$; $t = 0,008$ м; $s = 0,001$ м; $l = 0,4$ м; $r = 0,03$ м; $\Delta y = 0,04$ м и угловые коэффициенты $\varphi_{12} = \varphi_{21} = 0,13$; $\varphi_{13} = \varphi_{23} = 0,43$; $\varphi_{14} = \varphi_{24} = 0,116$; $\varphi_{31} = \varphi_{32} = 0,116$; $\varphi_{41} = \varphi_{42} = 0,031$; $\varphi_{34} = \varphi_{43} = 0,333$.

При расчете эффективных и результирующих потоков были приняты значения $I = 100,2$ А и $U = 208$ В, соответствующие участку стабилизации плотности в экспериментах на физической модели [3]. Отражательная и поглощательная способности термоизоляционного покрытия крышки (МВ) равны 0,65 и 0,35, а однослойного вермикулитового потока 0,786 и 0,232. Площадь поверхности нагревателей $f_n = 0,228$ м², нагреваемого участка подовой плиты $f_p = 25 \cdot 0,031 \cdot 0,4 = 0,31$ м², крышки над нагреваемым участком $f_k = 0,8 \cdot 0,41 = 0,33$ м² (25 — количество рабочих камер при 13 нагревателях; 0,031 м — их ширина; 0,4 м — длина подовой плиты; 0,8 м — ширина крышки модуля над нагревателями; 0,41 м — ее длина) [3]. Значения результирующих и эффективных потоков и температур на соответствующих поверхностях приведены в таблице.

Расчет температуры поверхностей нагревателей при изменении высоты Δy в интервале 0,03–0,045 м и ширины условной рабочей камеры r в интервале 0,028–0,034 м показал, что их значения изменяются лишь во втором знаке после запятой. Температура крышки (МВ) и вермикулита при изменении Δy и r также изменяется незначительно ($\pm 2,6$ –3,9 %), тем не менее при проектировании промышленных печей эти размеры следует минимизировать.

В расчетах применяли средние значения угловых коэффициентов, поэтому получены средние по ширине условных рабочих камер температуры. Такое распределение должно иметь место при установившемся тепловом режиме, когда вермикулит, движущийся вдоль камер, за время его прохождения по подовой плите полностью поглощает теплоту, необходимую для дегидратации и вспучивания.

Значения эффективных и результирующих потоков и температур на поверхностях рабочей камеры

Поверхность рабочей камеры	Эффективный поток	Результативный поток	Температура поверхности
1 и 2 нагревателей	$Q_3^{12} = 21003$ Вт	$Q_p^{12} = -17653$ Вт	$T_n' = 1138,5$ К (865,5 °С)
3 вермикулитовая (под)	$Q_{э3} = 4287,7$ Вт	$Q_{п3} = 15086,1$ Вт	$T_b = 831,3$ К (558,3 °С)
4 крышки	$Q_{э4} = 3933,5$ Вт	$Q_{п4} = 2367,4$ Вт	$T_k = 747,0$ К (473,9 °С)

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОГЛОЩЕНИЯ ВЕРМИКУЛИТОМ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Моделирование теплопереноса в одиночной рабочей камере упростило расчет температур, так как не учитывалось излучение соседних камер. Для оценки их влияния рассмотрим все рабочие камеры от центра модуля к пристеночным зонам. На рис. 2 показана схема к расчету температур на крышке (МВ) над условными рабочими камерами.

Определим угловые коэффициенты потоков эффективного излучения нагревателей C , B и A соседних камер. Выражение для коэффициента φ_{A4} будет иметь вид

$$\varphi_{A4} = \frac{1}{2t} \left[\sqrt{(\Delta y - t)^2 + 4r^2} + \sqrt{r^2 + \Delta y^2} - \sqrt{(\Delta y - t)^2 + r^2} - \sqrt{4r^2 + \Delta y^2} \right] = 0,128.$$

При $t = 0,008$ м, $r = 0,031$ м и $\Delta y = 0,04$ м аналогично находим $\varphi_{B4} = 0,078$ и $\varphi_{C4} = 0,04$.

Если $\Delta y/r \approx 1,3$, а высота нагревателей $t = 0,008$ м, то тепловые потоки четвертой камеры лишь частично облучают поверхность 4, поэтому учтем влияние камер № 1, 2 и 3, расположенных слева и справа. Падающее на поверхность крышки нулевой камеры излучение с учетом нагревателей A , B и C и эффективный поток с поверхности 4 соответственно равны:

$$Q_{п4} = Q_{э1}\varphi_{14} + Q_{э2}\varphi_{24} + Q_{э3}\varphi_{34} + 2Q_{э3}^{пл}\varphi_{C4} + 2Q_{э3}^{2п}\varphi_{B4} + 2Q_{э3}^{1п}\varphi_{A4},$$

$$Q_{э4} = \rho_4 Q_{э1}\varphi_{14} + \rho_4 Q_{э2}\varphi_{24} + \rho_4 Q_{э3}\varphi_{34} + 2\rho_4 Q_{э3}^{пл}\varphi_{C4} + 2\rho_4 Q_{э3}^{2п}\varphi_{B4} + 2\rho_4 Q_{э3}^{1п}\varphi_{A4},$$

где $Q_{э3}^{пл}$, $Q_{э3}^{2п}$, $Q_{э3}^{1п}$ — эффективные потоки поверхностей нагревателей камер № 3, 2, 1, падающие на поверхность (МВ). Обозначив i -ю камеру № 0, получим выражения эффективных потоков $Q_{э,к}$ поверхностей крышки в нулевой и соседних рабочих камерах:

$$Q_{э,к}^0 = I U \rho_4 \varepsilon_n \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13} \rho_3}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + 2\varphi_{Bк} + 2\varphi_{Cк}) \right],$$

$$Q_{э,к}^1 = I U \rho_4 \varepsilon_n \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13} \rho_3}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + 2\varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right],$$

$$Q_{э,к}^2 = I U \rho_4 \varepsilon_n \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13} \rho_3}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + \varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right],$$

$$Q_{э,к}^3 = I U \rho_4 \varepsilon_n \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13} \rho_3}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2} + (\varphi_{Aк} + \varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right], \quad (16)$$

Аналогично с учетом (13) и (15) определяем выражения для потоков, падающих на поверхность крышки в нулевой и соседних рабочих камерах:

$$Q_{п,к}^0 = I U \varepsilon_n \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13}}{1 - \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + 2\varphi_{Bк} + 2\varphi_{Cк}) \right],$$

$$Q_{п,к}^1 = I U \varepsilon_n \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13}}{1 - \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + 2\varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right],$$

$$Q_{п,к}^2 = I U \varepsilon_n \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13}}{1 - \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + \varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right],$$

$$Q_{п,к}^3 = I U \varepsilon_n \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13}}{1 - \varphi_{34}^2} + (\varphi_{Aк} + \varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right]. \quad (17)$$

Для определения температуры поверхности крышки (МВ) в нулевой и крайних камерах выражение (12) с учетом (11) приведем к виду

$$T_{к}^i = \sqrt[4]{\frac{1}{\sigma f_{к}} \left[Q_{э,к}^i \left(1 - \frac{\rho_{к}}{\varepsilon_{к}} \right) + Q_{п,к}^i \left(\frac{\rho_{к}}{\varepsilon_{к}} \right) \right]}. \quad (18)$$

После подстановки значений эффективного и падающего потоков, найденных по формулам (16) и (17), в выражение (18) получаем температуру поверхности крышки для нулевой камеры $T_{к}^0 = 798,1$ К = = 525,1 °С. Прирост температуры на поверхности 4 в нулевой камере (см. таблицу) за счет излучения из соседних камер слева и справа составляет 6,8 %.

Опуская расчет мощности эффективных излучений с поверхностей вермикулита, определим потоки излучения, падающего на вермикулит в нулевой и соседних камерах:

$$Q_{п,в}^0 = I U \varepsilon_n \left\{ 2\varphi_{н,в} + \varphi_{к,в} \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13} \rho_4}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + 2\varphi_{Bк} + 2\varphi_{Cк}) \right] \right\},$$

$$Q_{п,в}^1 = I U \varepsilon_n \left\{ 2\varphi_{н,в} + \varphi_{к,в} \left[\frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13} \rho_4}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + 2\varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right] \right\},$$

$$Q_{п,в}^2 = I U \varepsilon_n \left\{ 2\varphi_{н,в} + \varphi_{к,в} \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13} \rho_4}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Aк} + \varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right] \right\},$$

$$Q_{п,в}^3 = I U \varepsilon_n \left\{ 2\varphi_{н,в} + \varphi_{к,в} \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34} \varphi_{13} \rho_4}{1 - \rho_3 \rho_4 \varphi_{34}^2} + (\varphi_{Aк} + \varphi_{Bк} + \varphi_{Cк}) \right] \right\}, \quad (19)$$

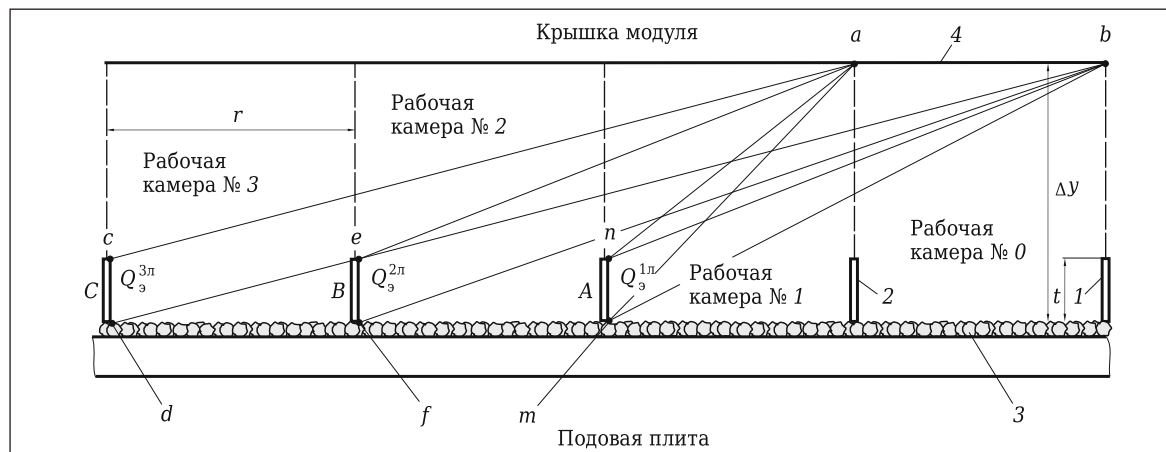


Рис. 2. Схема к расчету температур на крышке (МВ) над условными рабочими камерами

где $\varphi_{н.в}$ и $\varphi_{к.в}$ — угловые коэффициенты потоков от нагревателей на вермикулит ($\varphi_{н.в} = \varphi_{13} = 0,43$) и от крышки на вермикулит ($\varphi_{к.в} = \varphi_{43} = \varphi_{34} = 0,333$).

По формуле (18), подставляя значения ρ_v и α_v вместо ρ_k и ε_k , определяем температуру вермикулита в нулевой камере $T_v^0 = 844,6 \text{ K} = 571,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Прирост температуры (см. таблицу) за счет излучения соседних камер слева и справа составляет 1,6 %. Очевидно, что влияние излучения соседних нагревателей в данном случае меньше, так как тепловая мощность прибавляется не непосредственно, как на МВ крышки, а в виде частично отраженного излучения, падающего с поверхности последней на монослой вермикулита.

Расчеты показывают, что заметное снижение температур начинается в крайних пристеночных камерах. В третьей от стенки модуля камере температуры крышки и вермикулита снижаются всего на 0,61 и 0,51 % соответственно, во второй на 1,7 и 1,8 %, в первой на 4,0 и 4,4 %. Такое снижение является неблагоприятным фактором, указывающим на образование относительно «холодных» зон. Но в экспериментах на физической модели пробы вспученного материала в центральной части модуля и его боковых частях не показали разницы в насыпной плотности конечного продукта. По-видимому, благодаря высокой теплопроводности подовой плиты, выполненной из жаростойкой стали, кондуктивный перенос тепла в зону пристеночных рабочих камер выравнивает температурные условия.

Используя выражение (19), с учетом влияния соседних камер определим величину тепловой мощности, поглощаемой однослойным вермикулитовым потоком за время его продвижения по подовой плите вибрационной платформы печи:

$$Q_{\text{пог}} = \alpha_v U \varepsilon_n \left\{ 2\varphi_{н.в} + \varphi_{к.в} \left[2 \frac{\varphi_{14} + \varphi_{34}\varphi_{13}\rho_4}{1 - \rho_v\rho_4\varphi_{34}^2} + (2\varphi_{Ак} + 2\varphi_{Вк} + 2\varphi_{Ск}) \right] \right\},$$

где $\alpha_v = \alpha_m = 0,768$ — поглощательная способность однослойного вермикулитового потока.

Полученное выражение является аналитической моделью поглощения вермикулитом тепловой энергии.

Библиографический список

1. **Rits, M.** Vibrational spectroscopy of acid treated vermiculites / M. Rits, J. Zdralkova, M. Valaskova // *Vib. Spectrosc.* — 2014. — Vol. 70. — P. 63–69.
2. **Raupach, M.** Polarized infrared study of anilinium-vermiculite intercalate. Spectra and models / M. Raupach, L. J. Janik // *J. Colloid Interface Sci.* — 2012. — Vol. 121, № 2. — P. 449–465.
3. **Нижнегородов, А. И.** Энерготехнологические агрегаты для переработки вермикулитовых концентратов / А. И. Нижнегородов, А. В. Звездин. — Иркутск : Изд-во ИРНИТУ, 2015. — 250 с.
4. **Nizhegorodov, A. I.** Using and assessing energy efficiency of electrical ovens with unit-type re-leasing intended for thermal energization of sunggulite-vermiculite conglomerates / A. I. Nizhegorodov // *Journal IOP : conference Series.* — 2016. — Vol. 110. — Article № 012014.

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

При проведении экспериментов в установившемся тепловом режиме при плотности вспученного вермикулита около 92 кг/м^3 была зафиксирована средняя по нескольким измерениям температура $512 \text{ }^\circ\text{C}$ (785 K). Сопоставление температур, полученных в эксперименте и расчетным путем с учетом влияния излучения из соседних камер $844,6 \text{ K}$, показывает расхождение в 7,5 %. Это является хорошим результатом и указывает на приемлемую точность аналитических моделей одиночного вермикулитового зерна, движущегося однослойного вермикулитового потока [5] и модели процесса переноса теплового излучения в условных рабочих камерах одиночного модуля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При моделировании переноса лучистой энергии на движущийся вермикулитовый массив в электрической печи с вибрационным подом найдены значения средних угловых коэффициентов, определяющих доли падающих, эффективных и результирующих тепловых потоков на поверхности условной рабочей камеры модуля обжига, в том числе с учетом теплового излучения из соседних камер. Установлено распределение температур на поверхностях рабочей камеры и вермикулите от собственного излучения нагревателей и от отраженных потоков с учетом лучистой энергии соседних рабочих камер.

Показано, что изменение высоты ($0,03\text{--}0,045 \text{ м}$) и ширины ($0,028\text{--}0,034 \text{ м}$) условной рабочей камеры практически не влияет на температуру вермикулитового потока, а прирост температуры на его поверхности за счет излучения соседних камер слева и справа составляет не более 1,6 %.

Получена формула — аналитическая модель поглощения вермикулитом тепловой энергии, которая будет основой для исследования энергетических соотношений в системе печь—среда в процессах обжига вермикулита и термоактивации различных минералов.

5. **Звездин, А. В.** К расчету спусковых печей с механическим «нулевым» модулем с учетом модели поглощательно-отражательных свойств перерабатываемого материала / А. В. Звездин // *Вестник Иркутского гос. техн. ун-та.* — 2016. — № 12. — С. 34–37.
6. **Кутателадзе, С. С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление : справ. пособие / С. С. Кутателадзе. — М. : Энергоатомиздат, 1990. — 367 с.
7. **Телегин, А. С.** Тепломассоперенос / А. С. Телегин, В. С. Швыдкий, Ю. Г. Ярошенко. — М. : Академкнига, 2002. — 455 с.
8. *Справочник по элементарной физике / Н. И. Кошкин, М. Г. Ширкевич.* — М. : Изд-во физико-матем. лит-ры, 1972. — 256 с. ■

Получено 20.11.18

© А. И. Нижнегородов, Т. Б. Брянских,
А. В. Звездин, 2019 г.