

НИКИТЕНКО Н.И., СНЕЖКИН Ю.Ф.,
СОРОКОВАЯ Н.Н., ВОСПИТАННИКОВ Г.К.

Институт технической теплофизики НАН Украины

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ С ЦЕЛЮ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ

На основі математичного моделювання теплового стану багат шарової стінки обертової випалювальної печі розроблені заходи щодо зниження втрат теплоти в навколишнє середовище, які дозволяють зменшити споживання газового палива.

На основе математического моделирования теплового состояния многослойной стенки вращающейся обжиговой печи разработаны мероприятия по снижению потерь теплоты в окружающую среду, которые позволяют сократить потребление газового топлива.

On the basis of mathematical modelling of a thermal condition of a multilayered wall of rotating furnace for roasting the actions on decrease of heat's losses in an environment are developed. It allows reducing consumption of gas fuel.

h_M, h_y – размеры шагов разностной сетки по пространственным координатам r и y ;

l – размер шагов разностной сетки по времени;

r – радиус;

t – время;

T – температура;

α – коэффициент теплоотдачи;

Ω – весовой параметр разностного уравнения;

λ – коэффициент теплопроводности;

ν – кинематическая вязкость.

Обжиговые вращающиеся печи находят применение при производстве шамота, цемента и некоторых других строительных материалов. Они обычно являются крупногабаритными и потребляют большие объемы газового топлива. Так обжиговая печь для производства шамота имеет диаметр 3,6 м и длину 75 м. Температура на ее наружной поверхности достигает достаточно высоких значений, особенно в окрестности сечения, где расположена газовая горелка. Это обстоятельство обуславливает большие потери энергии в окружающую среду. Относительная доля теплотерь через наружную поверхность обжиговой печи при производстве кускового шамота составляет около 20% от энергии, полученной в результате сжигания природного газа. В связи с резким повышением цены на газ, вопрос о снижении потерь энергии в окружающую среду становится весьма актуальным.

Индексы:

из – изоляция;

к – конвективный поток;

л – лучистый поток;

сум – общий (суммарный) тепловой поток;

m, k и n – порядковые номера шагов разностной сетки по пространственным координатам r, y и времени;

i – порядковый номер слоя.

В настоящей работе на основе математического моделирования проводилось изучение теплового состояния многослойной стенки вращающейся обжиговой печи и разработка мероприятий по снижению потерь теплоты в окружающую среду, а следовательно, и потребления газового топлива.

На первом этапе исследований осуществляется изучение теплового состояния многослойной цилиндрической стенки вращающейся печи. Для нахождения распределения температуры на внутренней поверхности футеровки необходимо располагать двумя условиями на границах оболочки. Одно из них – экспериментально найденное распределение температуры на наружной поверхности оболочки. Второе условие находится путем расчета теплового потока от этой поверхности в окружающую среду. Он включает в себя конвективную Q_k и лучистую Q_l составляющие.

Конвективный тепловой поток определяется на основе экспериментальных данных [1, 2] по турбулентной теплоотдаче при вращении кругового цилиндра в неограниченном газовом пространстве. Указанные экспериментальные данные с достаточной степенью точности могут быть описаны следующим эмпирическим уравнением подобия

$$\text{Nu} = 0,02838 \cdot \text{Re}^{0,766}, \quad (1)$$

где $\text{Nu} = \alpha r_n / \lambda$ — число Нуссельта, r_n — наружный радиус цилиндра; $\text{Re} = \omega r_n^2 / \nu$ — число Рейнольдса, ω — угловая скорость вращения цилиндра.

Удельный лучистый тепловой поток $q_{\text{л}}$ на поверхности цилиндрической печи находится на базе закона Стефана-Больцмана

$$q_{\text{л}} = C_0 \varepsilon \left[\left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 \right]. \quad (2)$$

Здесь $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела; ε — степень черноты наружной поверхности оболочки; $T_{\text{ст}}$ — температура на внешней поверхности печи; $T_{\text{г}}$ — температура окружающей среды.

При численном решении задачи теплопроводности принимается, что ось r направлена вдоль радиуса многослойной цилиндрической стенки печи, ось y — вдоль ее оси. Считается заданным число слоев стенки i ($i = 1, 2, \dots, l$), толщины слоев H_i и зазоров между ними D_i , длина Y обжиговой печи, а также теплофизические характеристики каждого слоя и среды, заполняющей зазоры между ними. При построении разностной сетки задается число шагов J_i в каждом i -м слое и число шагов по длине цилиндрической стенки K . Тогда порядковый номер последней узловой точки M_i в слое i определяется из условий: $M_i = J_i + 1$ при $i = 1$, и $M_i = M_{i-1} + 1 + J_i$ при $i > 1$. Шаги раз-

ностной сетки вдоль оси r для i -го слоя и вдоль оси y находятся соответственно из выражений $h_i = H_i / J_i$ и $h_y = Y / K$. Разбивка по временной координате имеет вид: $t_n = nl$ ($n = 0, 1, \dots, l > 0$).

Температура узловых точек слоя (r_m, y_k, t_n) определяется на базе трехслойной явной разностной схемы [3], условия устойчивости которой практически не накладывают ограничений на шаги разностной сетки

$$(1 + \Omega) \delta_t T_{mk}^n - \Omega \delta_t T_{mk}^{n-1} = \frac{1}{c\rho} \left[\frac{1}{r_m} \delta_r (r_m \lambda \delta_r T_{mk}^{n+1}) + \delta_y (\lambda \delta_y T_{mk}^{n+1}) \right], \quad (3)$$

где Ω — весовой множитель, $\Omega > 0$. Производная от температуры по времени определяется разностным отношением $\delta_t T_{mk}^n = \frac{1}{l} (T_{mk}^{n+1} - T_{mk}^n)$. Производные по координатам r и y во внутренних точках i -го слоя аппроксимируются выражениями:

$$\frac{1}{r_m} \delta_r (r_m \lambda \delta_r T_{mk}^{n+1}) = \frac{1}{2r_m h_i^2} \left\{ [(r\lambda)_{m+1,k} + (r\lambda)_{m,k}] \times (T_{m+1,k}^n - T_{m,k}^n) - [(r\lambda)_{m,k} + (r\lambda)_{m-1,k}] (T_{m,k}^n - T_{m-1,k}^n) \right\} \quad (4)$$

$$\delta_y (\lambda \delta_y T_{mk}^{n+1}) = \frac{1}{2h_y^2} \left[(\lambda_{m,k+1} + \lambda_{m,k}) (T_{m,k+1}^n - T_{m,k}^n) - (\lambda_{m,k} + \lambda_{m,k-1}) (T_{m,k}^n - T_{m,k-1}^n) \right]. \quad (5)$$

В последней узловой точке I_i слоя i , который отделен от $(i+1)$ -го слоя зазором D_i , температура определяется по разностному уравнению (3), в котором вторая производная по координате находится следующим образом

$$\frac{1}{r_m} \delta_r (r_m \lambda \delta_r T_{mk}^{n+1}) = \left[\frac{1}{\frac{h_{i+1}}{\lambda_{m+2}} + \frac{D_i}{\lambda_{D_i}}} (T_{m+2,k}^n - T_{m,k}^n) - \frac{(\lambda_{m,k} + \lambda_{m-1,k})}{2h_i} (T_{m,k}^n - T_{m-1,k}^n) \right] / \left[\frac{h_i + h_{i+1}}{2} + D_i \right]. \quad (6)$$

Аппроксимационное выражение для производной $\frac{1}{r_{m+1}} \delta_r (r_{m+1} \lambda \delta_r T_{m+1,k}^{n+1})$ в первой узловой точке $(i+1)$ -го слоя имеет вид

$$\frac{1}{r_{m+1}} \delta_r (r_{m+1} \lambda \delta_r T_{m+1,k}^{n+1}) = \left[\frac{\lambda_{m+2,k} + \lambda_{m+1,k}}{2h_{i+1}} (T_{m+2,k}^n - T_{m+1,k}^n) - \frac{1}{\frac{h_i}{\lambda_i} + \frac{D_i}{\lambda_{D_i}}} (T_{m+1,k}^n - T_{m-1,k}^n) \right] / \left[\frac{h_i + h_{i+1}}{2} + D_i \right]. \quad (7)$$

Необходимое условие устойчивости разностного уравнения теплопроводности (3)

$$l_i \leq \frac{1 + \Omega}{2 \frac{\lambda_i}{c_i \rho_i} \left(\frac{1}{h_i^2} + \frac{1}{h_y^2} \right)}, \quad (8)$$

где расчетный шаг по времени l выбирается из условия $l = \min(l_i)$. Условие устойчивости (8) позволяет выбирать шаги разностной сетки, как и в случае неявных схем, практически произвольно.

В результате решения обратной граничной задачи теплопереноса, получено распределение температуры на внутренней поверхности стенки вращающейся печи и распределения удельных

значений конвективного q_k , лучистого q_l и суммарного $q_{\text{сум}}$ тепловых потоков от наружной поверхности печи в окружающую среду. Результаты расчета представлены на рис. 1, 2. Максимумы температуры и удельных тепловых потоков достигаются в зоне расположения газовой горелки. Также найдены значения конвективного $Q_k = 422$ кВт и лучистого $Q_l = 1664,2$ кВт тепловых потоков, сумма которых $Q_{\text{сум}} = 2086,2$ кВт определяет общие потери тепловой энергии в окружающую среду.

На втором этапе проводилось численное моделирование теплопроводности в многослойной стенке с дополнительным слоем теплоизоляции при условии, что температура на внутренней поверхности стенки печи остается неизменной, а на

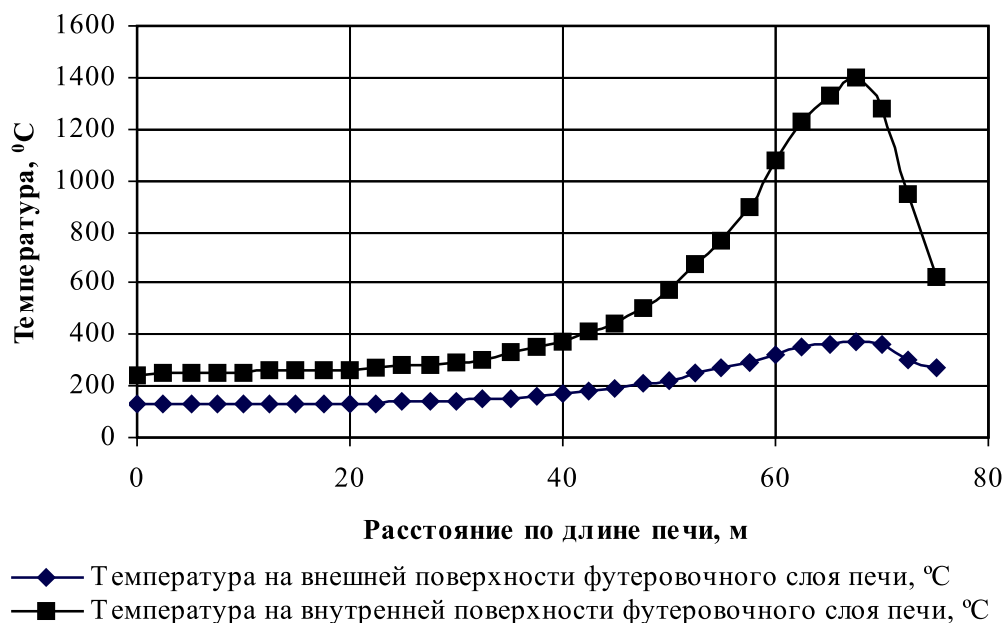


Рис. 1. Изменение температуры на граничных поверхностях двухслойной цилиндрической стенки по длине печи.

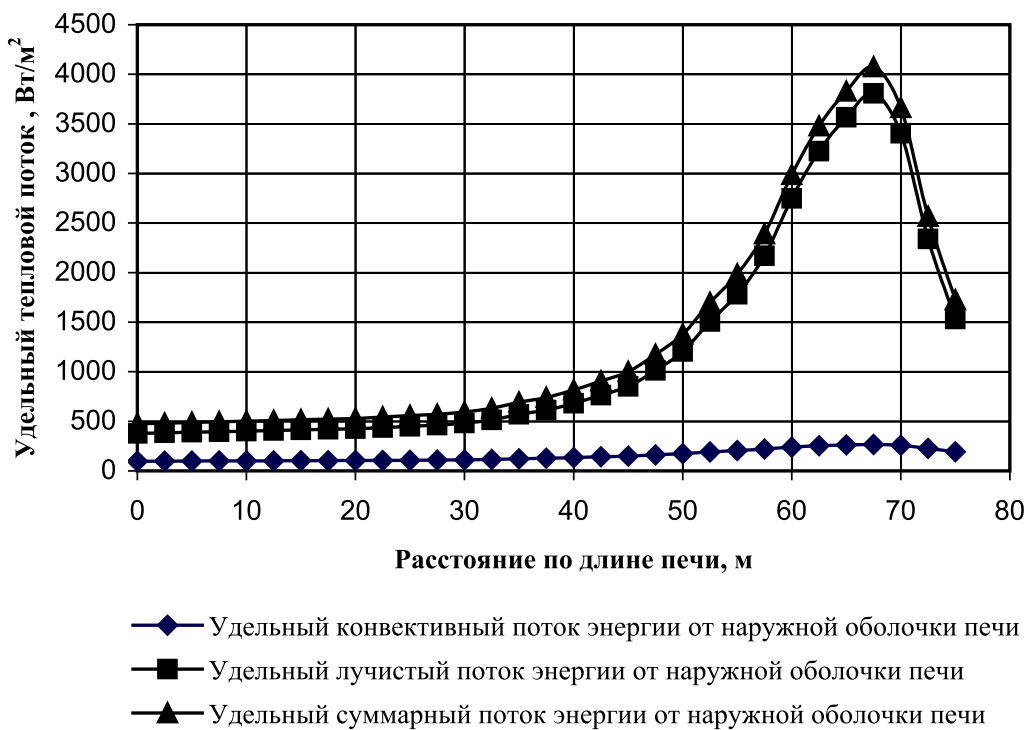


Рис. 2. Распределение удельных тепловых потоков от наружной поверхности в окружающую среду по длине печи.

наружной поверхности оболочки имеют место конвективный и радиационный теплообмен, описываемый граничными условиями третьего рода. При этом варьировались геометрические и теплофизические параметры дополнительного теплоизоляционного слоя и определялись термические сопротивления, которые обеспечивают снижение теплотерь до рационального уровня.

В результате проведения численного моделирования получены данные о распределении температуры в многослойной стенке, состоящей из слоя кирпича (футеровочного слоя), толщиной 0,25 м, теплоизоляционного слоя (асбеста) толщиной $\delta_{из}$, и наружной металлической оболочки толщиной 0,025 м. На их основе найдены распределения конвективного q_k , лучистого q_l и общего $q_{сум}$ удельных тепловых потоков на наружной поверхности металлической оболочки, а также суммарный тепловой поток энергии $Q_{сум}$, отводимый от наружной оболочки печи в окружающую среду.

Изменение температуры на различных цилиндрических поверхностях многослойной стенки по длине вращающейся печи представ-

лены на рис. 3. Введение дополнительного слоя асбеста толщиной 0,005 м между стальной оболочкой и футеровочным слоем приводит к снижению температуры на внешней поверхности печи более чем на 50% (с 375 °С, при отсутствии изоляции, до 240 °С). Значения удельных тепловых потоков по длине печи от ее наружной оболочки (рис. 4) при использовании асбестового слоя толщиной 0,005 м, а также общих тепловых потоков существенно ниже значений, полученных при отсутствии теплоизоляции (рис.2).

Уменьшение тепловых потерь в окружающую среду сокращает потребление газового топлива. В таблице 1 представлены результаты расчета экономии природного газа в зависимости от толщины $\delta_{из}$ теплоизоляционного асбестового слоя. Приводятся также данные о термическом сопротивлении дополнительного слоя изоляции $R_{из}$, значения конвективного Q_k , лучистого Q_l суммарного $Q_{сум}$ тепловых потоков, отводимых от наружной поверхности печи в окружающую среду. Из представленных в таблице данных можно заключить, что реализация

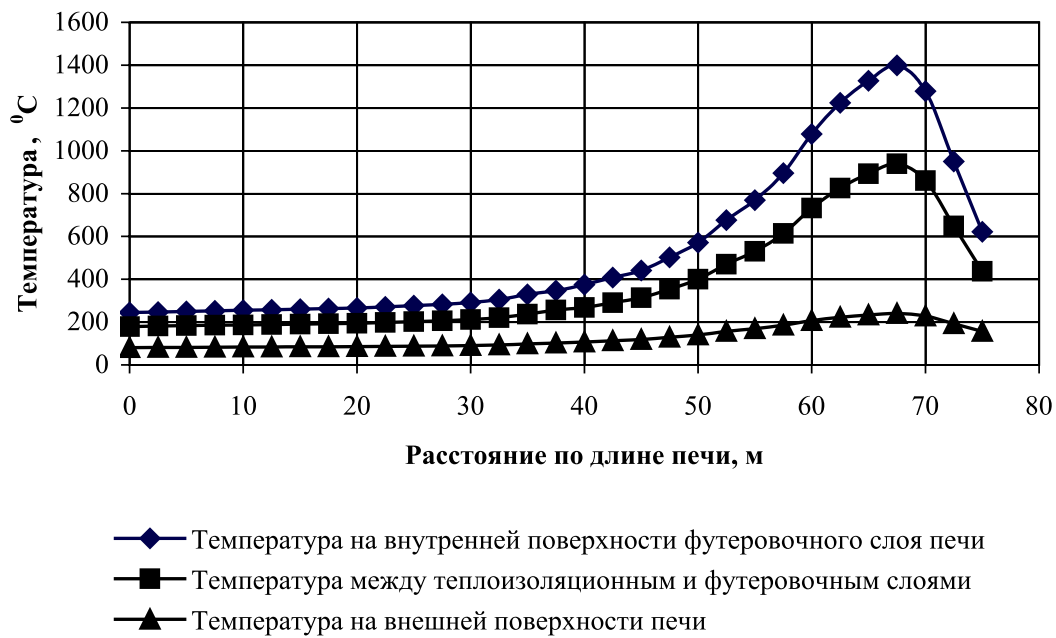


Рис. 3. Изменение температуры на различных поверхностях трехслойной цилиндрической стенки по длине печи при толщине слоя тепловой изоляции $\delta_{из} = 0,005$ м.

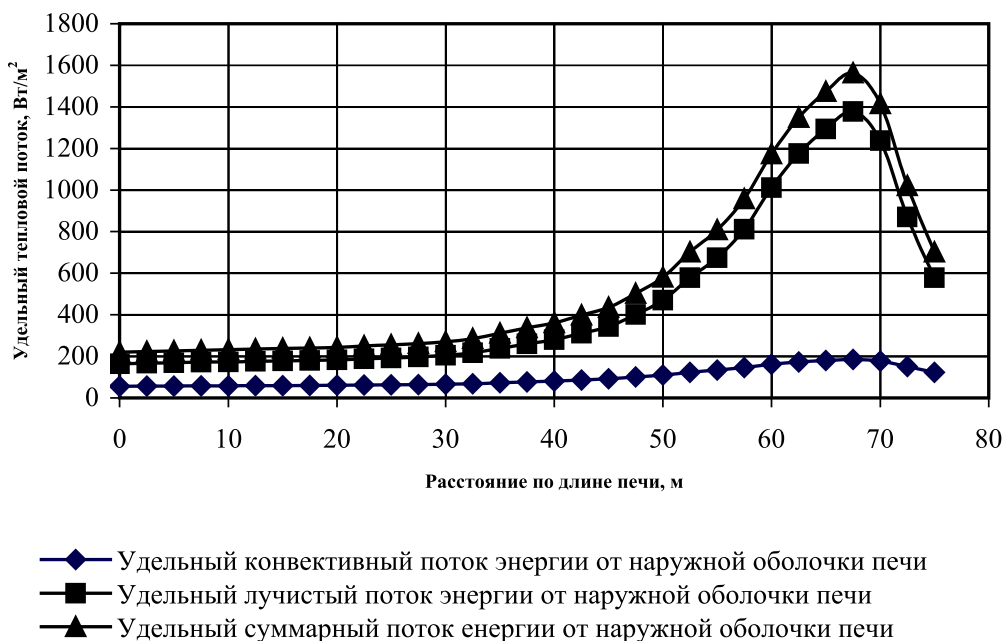


Рис. 4. Распределение удельных тепловых потоков от наружной поверхности в окружающую среду по длине печи при наличии слоя асбеста толщиной $\delta_{из} = 0,005$ м.

предложения об установлении дополнительной теплоизоляции поверхности вращающейся печи позволяет получить значительную экономию природного газа. При установке дополнительного слоя изоляции из асбеста тол-

щиной $\delta_{из} = 0,05$ м экономия общего расхода газа составляет 6,1 %, а при $\delta_{из} = 0,08$ м — она возрастает до 8,3 %. Та же экономия природного газа может быть достигнута при применении других теплоизоляционных материа-

Таблица 1.

Толщина теплоизоляционного слоя $\delta_{из}$, мм	0	30	50	80
Термическое сопротивление дополнительного слоя изоляции $R_{из} = \delta_{из} / \lambda$, м ² К/Вт	0	0,26	0,44	0,71
Конвективный тепловой поток Q_k , кВт	422,0	375,5	310,6	253,4
Лучистый тепловой поток Q_l , кВт	1664,2	1239,2	940,6	712,7
Суммарный тепловой поток энергии от наружной оболочки печи $Q_{сум}$, кВт	2086,2	1614,7	1251,2	966,1
Снижение суммарного потока $Q_{сум}$ при установлении теплоизоляции, кВт	0	471,5	835	1120,1
Количество сэкономленного природного газа за 1 час при его теплотворной способности $3,43 \cdot 10^4$ кДж/кг газа, кг/час	0	49,44	87,6	117,44
Объем сэкономленного природного газа (метана с плотностью $0,554$ кг/м ³) за 1 час, м ³ /час	0	91	158	216
Относительная экономия природного газа при общем расходе газа в печи 2600 н м ³ /час для материала МК-0 в %	0	3,5	6,1	8,3

лов, с аналогичным термическим сопротивлением $R_{из}$.

Вывод

Введение дополнительного слоя теплоизоляции цилиндрической стенки вращающейся печи позволяет существенно снизить теплотери в окружающую среду и соответственно расход газового топлива практически без изменения производительности и температурного режима внутри печи.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Dropkin D., Karmi A.*, Natural-convection heat transfer from a horizontal cylinder rotating in air // Trans ASME. – 1957. – Т. 79, № 4.
2. *Etemad G. A.*, Free-convection heat transfer from a rotating horizontal cylinder to ambient air with interferometric study of flow // Trans ASME. – 1955. – Т. 77, № 8.
3. *Нукитенко Н. И.* Сопряженные и обратные задачи тепломассопереноса. – Киев, 1988. – 240с.