

палива. Температура на зовнішній поверхні досягає достатньо високих значень, що обумовлює великі втрати енергії в навколишнє середовище. Відносна частка тепловтрат через зовнішню поверхню випалювальної печі при виробництві кускового шамоту складає близько 20% від енергії, отриманої в результаті спалювання природного газу. У зв'язку з різким підвищенням ціни на газ, питання про зниження втрат енергії в навколишнє середовище стає дуже актуальним.

Проведення на основі математичного моделювання вивчення теплового стану багат шарової стінки обертової випалювальної печі дозволяє розробити заходи щодо зниження втрат теплоти в навколишнє середовище, а, отже, і споживання газового палива.

На першому етапі досліджень здійснюється вивчення теплового стану циліндричної стінки обертової печі яка складається з сталевий оболонки і шару цегли (футеровочного шару). Для визначення розподілу температури на внутрішній поверхні футерівки необхідно розполагати двома умовами на зовнішній границі оболонки. Одна з них – це розподіл температури на поверхні печі, який може бути знайдений експериментально. Друга умова знаходиться шляхом розрахунку теплового потоку від цієї поверхні в навколишнє середовище. Він включає конвективну Q_k і променисту Q_l складові. Конвективний тепловий потік визначається на основі експериментальних даних [1, 2] по турбулентній тепло-віддачі при обертанні колового циліндра в необмеженому газовому просторі. Зазначені експериментальні дані з достатнім ступенем точності можуть бути описані наступним емпіричним рівнянням подібності

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

де $Nu = \alpha r_H / \lambda$ — число Нусельта, r_H — зовнішній радіус циліндра; $Re = \omega r_H^2 / \nu$ — число Рейнольдса, ω — кутова швидкість обертання циліндра.

Питомий променевий тепловий потік q_l на поверхні циліндричної печі знаходиться на базі закону Стефана-Больцмана

$$q_l = C_0 \varepsilon \left[\left(\frac{T_{ст}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \right]. \quad (2)$$

Тут $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; ε — ступінь чорноти зовнішньої поверхні оболонки; $T_{ст}$, T_r — температури на зовнішній поверхні печі та навколишнього середовища.

При чисельному рішенні задачі теплопровідності приймається, що вісь r спрямована уздовж радіуса багат шарової циліндричної стінки печі, вісь y — уздовж її осі. Вважається заданим число шарів стінки i ($i = 1, 2, \dots, I$), товщини шарів H_i та зазорів між ними D_i , довжина Y обпалювальної печі, а також теплофізичні характеристики кожного шару і середовища, що заповнює зазори між ними. При побудові різничевої сітки задається число кроків J_i в кожному i -му шарі та число кроків по довжині циліндричної стінки K . Тоді порядковий номер останньої вузлової точки M_i в шарі i визначається з умов: $M_i = J_i + 1$ при $i = 1, i$ $M_i = M_{i-1} + 1 + J_i$ при $i > 1$. Кроки різничевої сітки

уздовж осі r для i -го шару й уздовж осі y знаходяться відповідно з виражень $h_i = H_i / J_i$ и $h_y = Y / K$. Розбивка часової координати має вид: $t_n = nl$ ($n = 0, 1, \dots, l > 0$).

Температура у вузлових точках шару (r_m, y_k, t_n) визначається на базі тришарової явної різничевої схеми [3], умови стійкості якої практично не накладають обмежень на кроки різничевої сітки

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

де Ω — ваговий множник, $\Omega > 0$. Похідна від температури за часом визначається різницеvim відношенням $\delta_t T_{mk}^n = \frac{1}{l} (T_{mk}^{n+1} - T_{mk}^n)$. Похідні по координатах r і y в внутрішніх точках i -го шару апроксимуються вираженнями

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

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

В останній вузловій точці I_i i -го шару, який відділений від $(i+1)$ -го шару зазором D_i , температура визначається по різничевому рівнянню (3), в якому друга похідна по координаті знаходиться в такий спосіб

$$\frac{1}{r_m} \delta_r (r_m \lambda \delta_r T_{mk}^{n+1}) =$$

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

Апроксимаційний вираз у першій вузловій точці $(i+1)$ -го шару для похідної $\frac{1}{r_{m+1}} \delta_r (r_{m+1} \lambda \delta_r T_{m+1,k}^{n+1})$ має вид

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

Необхідна умова стійкості різницевого рівняння теплопровідності (3)

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

в якій розрахунковий крок за часом l вибирається з умови $l = \min(l_i)$. Умова стійкості (8) дозволяє вибирати кроки різницевої сітки, як і у випадку неявних схем, практично довільно.

У результаті рішення зворотної граничної задачі теплопереносу, отримано розподіл температури на внутрішній поверхні футерівки обертової печі і розподіли питомих значень конвективного q_k , променевого q_l і загального $q_{\text{сум}}$ теплових потоків від зовнішньої поверхні печі в навколишнє середовище. Результати розрахунку представлені на рисунках 1, 2. Максимуми температури і питомих теплових потоків досягаються в зоні розташування газового пальника. Також знайдені значення конвективного $Q_k = 422$ кВт і променистого $Q_l = 1664,2$ кВт теплових потоків, сума яких $Q_{\text{сум}} = 2086,2$ кВт визначає загальні втрати теплової енергії в навколишнє середовище.

На другому етапі проводилося чисельне моделювання теплопровідності в багат шаровій стінці з додатковим шаром теплоізоляції за умови, що температура на внутрішній поверхні стінки печі залишається незмінною, а на зовнішній поверхні сталевій оболонці мають місце конвективний і радіаційний теплообмін, що описується граничними умовами третього роду. При цьому варіювалися геометричні і теплофізичні параметри додаткового теплоізоляційного шару і визначалися термічні опори, які забезпечують зниження теплових витрат до раціонального рівня.

У результаті проведення чисельного моделювання отримані дані про розподіл температури в багат шаровій стінці, що складається із футеровочного шару, товщиною 0,25 м, теплоізоляційного шару (азбесту) товщиною δ_{i3} , та зовнішньої сталевій оболонки товщиною 0,025 м. На їхній основі знайдені розподіли конвективного q_k , променевого q_l і загального $q_{\text{сум}}$ питомих теплових потоків на зовнішній поверхні металевій оболонці, а також сумарний тепловий потік енергії $Q_{\text{сум}}$, що відводиться від зовнішньої оболонки печі в навколишнє середовище.

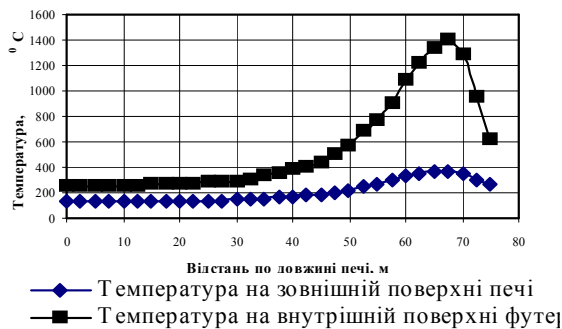


Рис. 1. Зміна температури на граничних поверхнях двох шарової циліндричної стінки по довжині печі

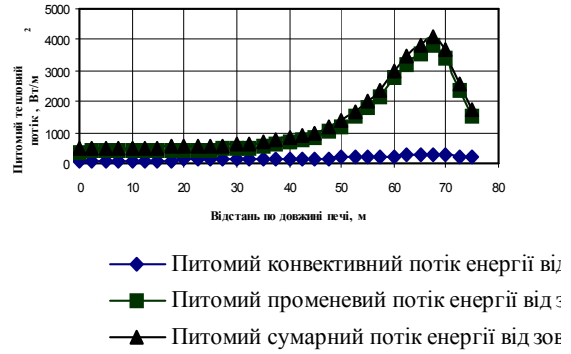


Рис. 2. Розподіл питомих теплових потоків від зовнішньої поверхні в навколишнє середовище по довжині печі

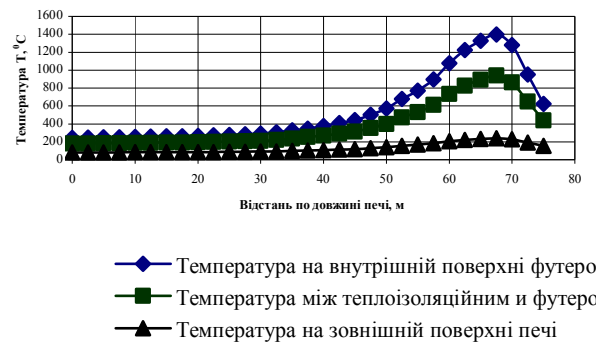


Рис. 3. Зміна температури на різних поверхнях тришарової циліндричної стінки по довжині печі при товщині шару теплової ізоляції $\delta_{i3} = 0,005$ м

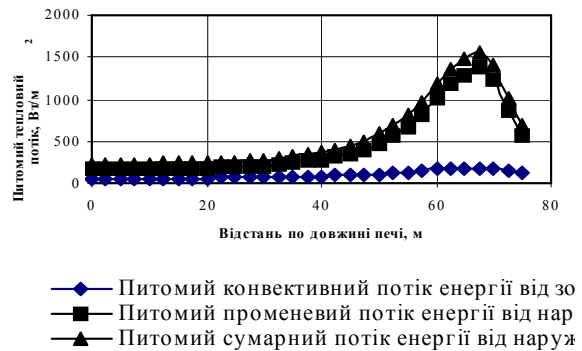


Рис. 4. Розподіл питомих теплових потоків від зовнішньої поверхні в навколишнє середовище по довжині печі при наявності шару азбесту товщиною $\delta_{i3} = 0,005$ м

Розподіл температури на різних циліндричних поверхнях багат шарової стінки по довжині обертової печі представлені на рис. 3. Введення додаткового шару азбесту товщиною 0,005 м між сталевій оболонкою і футеровочним шаром приводить до зниження температури на зовнішній поверхні печі більш ніж на 50%. На рис. 4 приведені зміни питомих теплових потоків по

довжині печі від її зовнішньої оболонки при застосуванні азбестового шару товщиною 0,005 м. Їх значення

істотно нижче значень питомих теплових потоків, отриманих при відсутності теплоізоляції (рис. 2).

Таблиця 1

Товщина теплоізоляційного шару δ_{i3} , мм	0	30	50	80
Термічний опір додаткового шару ізоляції $R_{i3} = \delta_{i3} / \lambda$, $\text{м}^2\text{К/Вт}$	0	0,26	0,44	0,71
Конвективний тепловий потік Q_k , кВт	422,0	375,5	310,6	253,4
Променистий тепловий потік Q_l , кВт	1664,2	1239,2	940,6	712,7
Сумарний тепловий потік енергії від зовнішньої оболонки печі $Q_{\text{сум}}$, кВт	2086,2	1614,7	1251,2	966,1
Зниження сумарного потоку $Q_{\text{сум}}$ при встановленні теплоізоляції, кВт	0	471,5	835	1120,1
Кількість зекономленого природного газу за 1 годину при його теплотворній здатності $3,43 \cdot 10^4$ кДж/кг газу, кг/год	0	49,44	87,6	117,44
Об'єм зекономленого природного газу (метану зі щільністю $0,554$ кг/м ³) за 1 год, м ³ /год	0	91	158	216
Відносна економія природного газу при загальній витраті газу в печі 2600 н м ³ /час для матеріалу МК-0 в %	0	3,5	6,1	8,3

Зменшення теплових витрат у навколишнє середовище скорочує споживання газового палива. В таблиці 1 представлено результати розрахунку економії природного газу в залежності від товщини δ_{i3} теплоізоляційного азбестового шару. Приводяться також дані про термічний опір додаткового шару ізоляції R_{i3} , значення конвективного Q_k , променевого Q_l і сумарного $Q_{\text{сум}}$ теплових потоків, що відводяться від зовнішньої поверхні печі в навколишнє середовище. З представлених у таблиці даних можна зробити висновок, що введення шару додаткової теплоізоляції поверхні обертової обпалювальної печі дозволяє одержати значну економію природного газу.

При установці додаткового шару ізоляції з азбесту товщиною $\delta_{i3} = 0,05$ м економія загальної витрати

газу складає 6,1 %, а при $\delta_{i3} = 0,08$ м — вона зростає до 8,3 %. Та ж економія природного газу може бути досягнута при застосуванні інших теплоізоляційних матеріалів, з аналогічним термічним опором R_{i3} .

ЛІТЕРАТУРА

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

пост. 19.06.07.