

УДК 66.041.491

ЩЕРБИНА В. Ю.*, ІВАНЕНКО О. І., СОКОЛЬСЬКИЙ О. Л., ВАСИЛЬЧЕНКО Г. М.
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ВИКОРИСТАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ РЕГЕНЕРАЦІЇ ТЕПЛА ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОБЕРТОВИХ ПЕЧЕЙ

Розглянуто проблему підвищення енергетичної ефективності обертових печей, які використовуються в різних галузях промисловості для термічної обробки матеріалів. Одним з важливих аспектів їх експлуатації є енергетична ефективність, яка залежить від багатьох факторів і загалом характеризує ступень використання теплоти палива для нагрівання матеріалу. Тому вкрай актуальною є проблема пошуку та використання методів зменшення теплових втрат і використання теплоти. У цьому контексті, підігрів вторинного повітря може виявитися одним з важливих методів для підвищення теплової ефективності обертових печей особливо тих, які працюють в режимі для піролізного випалювання таких матеріалів як вугілля, деревина, торф тощо.

У роботі досліджена можливість підвищення енергетичної ефективності обертових печей за допомогою підігріву вторинного повітря шляхом регенерації використаного тепла. Запропоновано використання спірального теплообмінника, який дозволяє передавати тепло від корпусу печі до вторинного повітря без перешкоджання обертанню печі. Розроблено математичну модель для числового розрахунку спірального теплообмінника, що дозволяє оцінювати теплові і температурні характеристики теплообмінника. Показано, що за рахунок тепла корпусу можливо підігрівати вторинне повітря до температури 270 °С в кількості необхідній для забезпечення роботи пальника. Проведено аналіз місця встановлення теплообмінника та використання ізоляційного покриття, що дало можливість суттєво зменшити його розміри без зміни сумарного теплового ефекту в порівнянні з теплообмінником встановленим на всю довжину корпусу печі. Показано ефективність використання теплової ізоляції, що дає можливість при її товщині 7 мм додатково підвищити температура повітря на 50 °С.

Отримані результати можуть бути корисними для подальших розробок та оптимізації проектів, спрямованих на поліпшення теплообмінних систем в напрямках ефективного використання теплових ресурсів при розробці та експлуатації обертових печей.

Результати розрахунку приведені в електронному додатку до статті у вигляді відеофайлу.

Ключові слова: обертова піч, футерівка, енергоефективність, температура, теплоізоляція, теплообмінник, вторинне повітря

DOI: 10.20535/2617-9741.3.2023.288247

* Corresponding author: xpsm@ukr.net

Received 24 July 2023; Accepted 14 September 2023

Постановка проблеми. Обертові печі є одним з найпоширеніших типів промислових печей, які застосовуються в різних галузях промисловості, таких як металургійна, хімічна, будівельна, електродна та інші [1, 2]. Основне призначення печей полягає в тому, що їх використання при обробці сипких матеріалів дозволяє проводити різноманітні термічні процеси, такі як випалювання, сушіння, прожарювання, окислення, відновлення тощо, з метою зміни фізико-хімічних властивостей матеріалів під дією високих температур. Джерелом теплової енергії для печей може бути тверде, рідке або газоподібне паливо. Зазвичай використовується газоподібне, яке більш універсальне і подається через спеціальні пальники, розташовані в кінці печі. Матеріал для обробки завантажується іншого кінця і рухається у напрямку пальника за рахунок сили тяжіння і відцентрової сили. При цьому матеріал переміщується і контактує з гарячими газами, що сприяє його нагріванню і хімічним перетворенням.

Незважаючи на простий і очевидний принцип роботи теплової агрегат з обертовою піччю є складною технологічною системою, яка потребує постійного контролю і регулювання параметрів процесу (тепловий режим, температура, швидкість обертання, нахил обичайки, склад і витрати газу тощо) для досягнення оптимальних результатів. Тому проводиться постійні роботи для підвищення енергетичної ефективності,

зниження питомих витрат палива і поліпшення технологічних характеристик [3, 4, 5]. Одним з важливих аспектів експлуатації обертових печей є енергетична ефективність, яка залежить від багатьох факторів і загалом характеризує ступень використання теплоти палива для нагрівання матеріалу. Необхідно зазначити, що широке призначення обертових печей ускладнює їх уніфікацію і призводить до необхідності розробки різних конструкційних, технічних та технологічних рішень так як кожна галузь промисловості має свої особливості. Тому обертові теплові агрегати потрібно адаптувати до вимог конкретного виробництва.

Теплова ефективність обертових печей залежить від багатьох факторів, таких як тип і склад палива, режим горіння, конструкція і матеріал корпусу печі, теплообмін між газами і сировиною, теплове навантаження на піч тощо. Однак однією з головних технічних проблем, що виникають при використанні обертових печей є значні теплові втрати через корпус [3, 13]. Ці витрати стають однією з основних складових загальних витрат, особливо при зношуванні футерівки. У цьому контексті, підігрів вторинного повітря може виявитися одним з важливих методів для підвищення теплової ефективності обертових печей. Суть підходу полягає в тому, щоб використовувати тепло, яке втрачається через корпус обертової печі для підігріву вторинного повітря, що використовується для живлення пальників у печі. Це дозволяє зменшити теплові втрати через корпус та загальні витрати палива.

Метою роботи є підвищення енергетичної ефективності обертової печі з допомогою спірального теплообмінника, використовуючи тепло зовнішнього корпусу печі для підігріву вторинного повітря.

Аналіз попередніх досліджень. Використання високотемпературних агрегатів барабанного типу є досить енергоємним процесом, який вимагає значного споживання палива та енергії. Це пов'язано з умовами функціонування пічних агрегатів та виконанням жорстких технологічних вимог теплового режиму. Також проблему підвищеної енергоємності посилює низький рівень корисного використання енергетичних ресурсів. Тому, для забезпечення більш енергоощадних технологій, пропонуються різні методи удосконалення пічних агрегатів, спрямовані на покращення їх енергетичних показників. До методів, що дозволяють зменшити споживання палива та енергії можуть бути віднесені:

- налаштування параметрів факела за допомогою регулювання ступеня закрутки газоповітряної суміші [6], а також перерозподіл паливного потоку між центральним соплом та кутовими направляючими додаткових соплами [7, 8];

- спрямування факела або його розміщення поблизу до відкритої поверхні оброблюваного матеріалу [2, 9], оскільки нагрів матеріалу здебільшого залежить від температури, радіаційного випромінювання факела та температури футерівки. Але вказані методи не забезпечують достатньої рівномірності прогріву, оскільки у шарі матеріалу утворюються значні градієнти температур, що призводить до недостатнього прогрівання внутрішніх шарів. Крім того дані рішення можуть призвести до перегрівання матеріалу на поверхні шару, що сприяє його передчасному розпаду і зменшенню механічної міцності та хімічної активності;

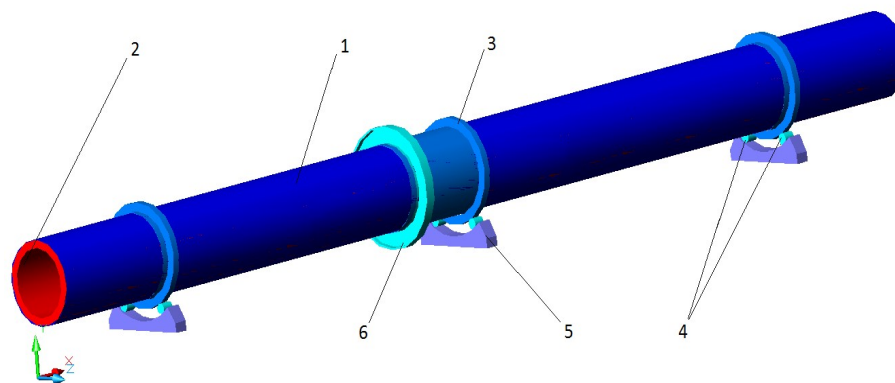
- для зниження втрат теплоти через корпус обертової печі пропонують застосовувати захисні екрани навколо барабана. За даними розрахунків [10], така конструкція дозволяє на 40-50% зменшити втрати теплоти. Однак такий метод не є ефективним, оскільки спричиняє значний розігрів металевого корпусу печі, що значно погіршує його міцність. Наприклад, при розігріванні сталі до 450 °С модуль пружності сталі зменшується удвічі.

Більш дієвим методом зменшення теплових витрат в оточуюче середовище є збільшення теплового опору футерівки, що дозволяє зменшити витрати теплоти через корпус печі [9, 11, 12]. Досягається зміною форми вогнетриву шляхом створення комірок і заповнення їх волокнистим теплоізоляційним матеріалом.

Також існує альтернативний метод зменшення втрат тепла та підвищення ефективності печі. Він полягає в тому, що повітря нагрівається при його примусовій циркуляції вздовж корпусу барабану. Для цього використовуються повітропроводи у вигляді петлі [2]. Після цього нагріте повітря використовується як вторинне для спалювання. Вторинне повітря подається в зону факела печі при горінні. Його підігрів дозволяє збільшити температуру факела полум'я та зменшити питомі витрати палива.

Потрібно зазначити, що в печах для виробництва будівельних матеріалів широко використовується ефективний метод підігріву вторинного повітря за рахунок охолодження виготовленого матеріалу. Однак для печей, які працюють в режимі для піролізного випалювання таких матеріалів як вугілля, деревина, торф тощо ця проблема є особливо актуальною та потребує додаткового дослідження. Вказане технічне рішення не вносить значних змін у стандартний технологічний режим і дозволяє зменшити втрати тепла в зовнішнє середовище та підвищити енергоефективність теплового агрегату.

Виклад основного матеріалу. Обертові печі знайшли широке застосування в електродній, металургійній та інших галузях промисловості де є незамінними пристроями для проведення випалу, сушіння, прожарювання та інших технологічних процесів, які вимагають зміни структури та хімічного складу матеріалів при підвищених та високих температурах. Схема обертової печі 2,5×40 м приведена на рис. 1.

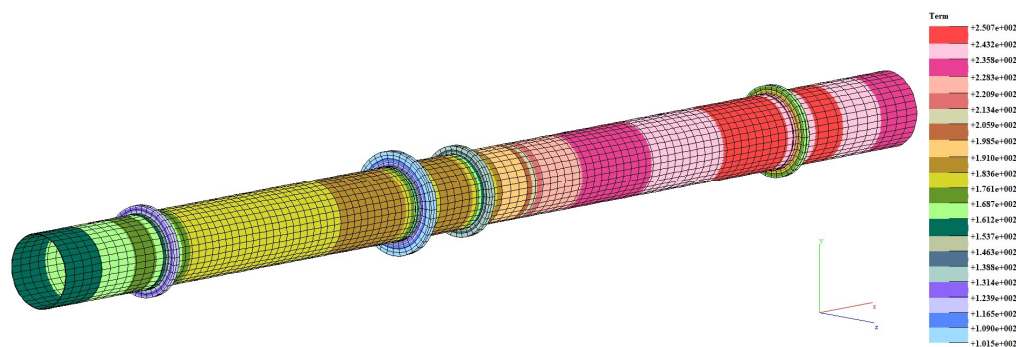


1 – корпус; 2 – футерівка; 3 – бандажі, 4 – опорні ролики, 5 – опорна станція, 6 - вінцева шестерня;

Рис. 1 – Схема обертової печі

Обертова піч складається з металевого корпусу 1 (обичайки), яка обертається навколо своєї осі з певною швидкістю та має нахил до горизонту. Всередині обичайки футерована вогнетривкою цеглою 2 яка захищає метал від перегрівання та хімічного впливу матеріалу і газу. Піч встановлюється за допомогою закріплених на корпусі бандажів 3, що опираються на опорні ролики 4, встановлені під кожним бандажем. Піч встановлена під нахилом до горизонту і обертається навколо власної осі за рахунок вінцевої шестерні 6, крутний момент на яку передається від приводу.

Для визначення температур в футерівці печі та на поверхні корпусу використовувалась інтегрована система ВЕСНА, розроблена на кафедрі ХПСМ КПІ імені Ігоря Сікорського. Система призначена для моделювання гідродинамічних, теплових процесів та розрахунків на міцність з використанням методу скінчених елементів. Результати теплового розрахунку для зовнішньої поверхні корпусу наведено на рис. 2. Коефіцієнт тепловіддачі від корпусу в оточуюче середовище становить $\alpha_{o.c.} = 3.5 + 0.062t_K$.

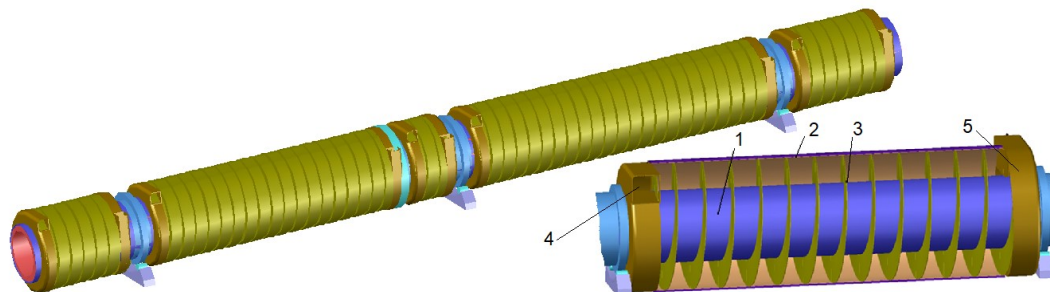


1 – корпус; 2 – футерівка; 3 – бандажі, 4 – опорні ролики, 5 – опорна станція, 6 - вінцева шестерня;

Рис. 2 – Результати теплового розрахунку для зовнішньої поверхні корпусу печі

З отриманих результатів видно, що максимальна температура корпусу знаходиться в зоні пальника та становить 250 °С. Мінімальна температура корпусу 160 °С на ділянці подачі матеріалу в піч. На бандажах та вінцевій шестерні температура зменшується до 100-120 °С, що пояснюється збільшенням площі теплообміну із зовнішнім середовищем. Таким чином за рахунок аерації корпусу печі можливо зменшити температуру корпусу та підігріти повітря для використання його як вторинного при спалюванні палива.

Постановка задачі. Для підвищення теплової ефективності, шляхом зменшення теплових втрат в зовнішнє середовище, вздовж корпусу печі встановлюється секційний теплообмінник, розташований з зовнішньої поверхні корпусу печі і призначений для нагрівання повітря, що надходить в секції. Загальний вигляд печі з секційними теплообмінниками показаний на рис. 3.



1 – корпус печі; 2 – шар теплоізоляції; 3 – гвинтова направляюча; 4 – вхідний патрубков; 5 – вихідний патрубков.

Рис. 3 – Загальний вигляд печі зі спіральними теплообмінниками

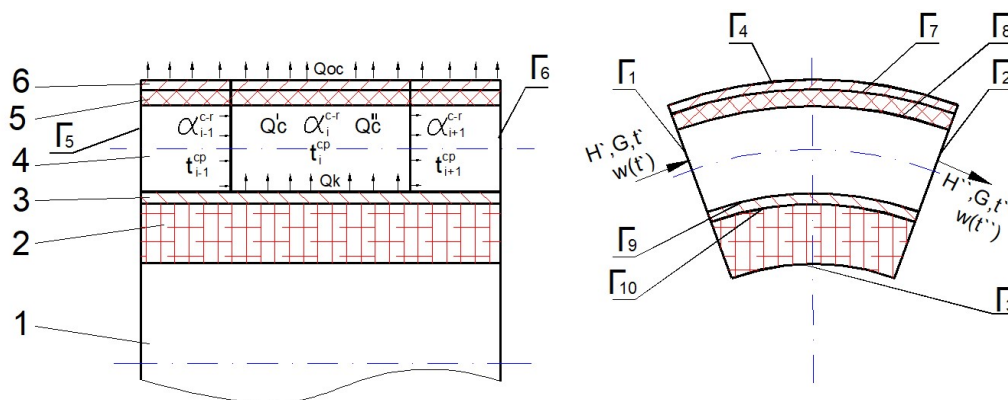
Кількість секції теплообмінника визначається кількістю бандажів та наявністю вінцевої шестерні. Вхідні і вихідні кінці секцій з'єднані колекторами. Секції можуть використовуватись незалежно, паралельно або послідовно. Розміри теплообмінника і витрати повітря визначаються призначенням теплообмінника та обертової печі. По каналу теплообмінника рухається повітря яке беруть із зовнішнього середовища. Масова витрата повітря відповідає необхідній кількості вторинного повітря, що подається в пальник. Швидкість в перерізі каналу визначалася з рівняння нерозривності потоку з урахуванням зміни температури по довжині теплообмінника.

Опис математичної моделі. Моделюючи температурні поля в конструкції, що включає футерівку обертової печі та теплообмінник скористаємося загальними диференціальним рівнянням нестационарної теплопровідності для циліндричної системи координат [14, 15]. Рівняння має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1)$$

де T – температура, К; λ – теплопровідність, Вт/кг·К; ρ – густина, кг/м³; c – питома теплоємність, Дж/кг·К; τ – час, с; φ – кут відносно центру печі, рад; r – радіальна координата, м.

Для рішення рівняння (1) використовуються граничні умови, які пояснюються рис. 4.



1 – обертова піч; 2 – футерівка; 3 – корпус печі; 4 – канал теплообмінника; 5 – шар теплоізоляції; 6 – корпус теплообмінника.

Рис. 4 – Теплообмін газового потоку в каналі

Вводяться наступні допущення:

- температура газového потоку та футерівки в середині печі не змінюється і приймається з рішення приведеного на рис. 2;
- теплофізичні константи вогнетриву, теплоізоляційного матеріалу та корпусу є постійними.

Граничні умови, відповідно до рис. 4 описуються рівняннями:

$$\begin{aligned} \Gamma_1 & H' = \rho(t')w_1(t')f_1c_p t'; \\ \Gamma_2 & t'' = \frac{H''}{\rho(t'')w_2(t'')f_2c_p}; \\ \Gamma_3 & t_3 = f(x); \\ \Gamma_4 & Q_4 = Q_{k4} + Q_{p4}, \quad Q_{k4} = f(t_4), \quad Q_{p4} = f(t_4); \\ \Gamma_5 & Q_5 = Q_5^+ + Q_5^- = (Q_{k5} + Q_{p5})^+ + (Q_{k5} + Q_{p5})^-; \\ \Gamma_6 & Q_6 = Q_6^+ + Q_6^- = (Q_{k6} + Q_{p6})^+ + (Q_{k6} + Q_{p6})^-; \\ \Gamma_7 & t_7' = t_4'', \quad \lambda_7 \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r=r_7+0} = \lambda_4 \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r=r_7-0}; \\ \Gamma_8 & Q_8 = Q_{k8} + Q_{p8}; \\ \Gamma_9 & t = f(x); \\ \Gamma_{10} & t_{10}'' = t_{11}', \quad \lambda_{10} \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r=r_{11}+0} = \lambda_{11} \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r=r_{11}-0}; \end{aligned}$$

Канал, яким рухається газований потік, умовно розділений на ділянки, у вигляді кільця каналу. При вирішенні визначається кількість тепла, що потрапляє з газівим потоком на ділянку Q' (рис.4), кількість тепла, отримана газом при русі та сумарна кількість тепла на виході Q'' . По отриманому Q визначається температура газového потоку, яка становить:

$$t_G'' = \frac{Q_G''}{G \cdot C(t_G'')} \quad (2)$$

де G – масова витрата газу, кг/с.

Кількість тепла, отримане газівим потоком на ділянці, що розглядається, визначається з урахуванням підведення тепла від корпусу печі Q_k , та через бічні стінки з сусідніх каналів Q'_c і Q''_c , і відведення в навколишнє середовище Q_{oc} . При визначенні Q_{oc} враховується, що стінка каналу може складатись з теплоізоляційного шару (звичай азбоцемент) та металевого корпусу. Коефіцієнт тепловіддачі в оточуюче середовище становить $\alpha_{oc} = 3.5 + 0.062t$ [13].

$$Q'' = Q' + Q_k + Q'_c + Q''_c - Q_{oc}, \quad (3)$$

$$Q' = G \cdot t'_g \cdot c(t'_g), \quad (4)$$

Приріст та винесення тепла через бічні стінки комірки Q'_c та Q''_c визначається із співвідношень [16]

$$Q'_c = \frac{t_i^{cp} - t_{i-1}^{cp}}{R'_c} \cdot F_c; \quad R'_c = \frac{1}{\alpha_i^{c-r}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_i^{c-r}}; \quad (5)$$

$$Q''_c = \frac{t_{i+1}^{cp} - t_i^{cp}}{R''_c} \cdot F_c; \quad R''_c = \frac{1}{\alpha_i^{c-r}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{i+1}^{c-r}}; \quad (6)$$

де F_c – площа бічної стінки, м²; α_i^{c-r} – коефіцієнт тепловіддачі між стінкою та газівим потоком, Вт/(м²·К); δ_c – товщина стінки, м; λ_c – коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/(м·К); t_i^{cp} – середня температура комірки, °С.

Внутрішній теплообмін, між газовим потоком та стінками, визначається виходячи з швидкості руху потоку, по критеріям Рейнольдса Re і Нусельта Nu . Критерій Re визначають по формулі:

$$Re = w_0 d / \nu, \quad (7)$$

де $w_0 = G / \rho(t) \cdot F$ – швидкість потоку, м/с; d – характерний розмір, м; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с; $\rho(t)$ – густина газу, кг/м³; F – площа каналу теплообмінника, м².

Ефективний коефіцієнт тепловіддачі визначається з використанням принципу адитивності конвективної та променистої складових загального теплового потоку. Конвективна складова визначалася за відомими критеріальними рівняннями [16]. Попередній розрахунок показав, що для теплообмінника з поперечним перерізом 500x500 мм ламінарний режим спостерігається тільки на початковій ділянці теплообмінника ($x/L \leq 0.01$, де x , L - відповідно довжина початкової ділянки та всього теплообмінника) і може не враховуватися. Відомо, що при русі газів у каналах режим течії може бути ламінарним, турбулентним або перехідним, що визначається виходячи зі значення критерію Рейнольдса:

$$\overline{Nu} = 0.146 \cdot Re^{0.33} \cdot Gr^{0.1} \cdot \overline{\varepsilon}_d \quad \text{при } Re < 2300 \quad (8)$$

$$\overline{Nu} = 0.86 \cdot K_0 \cdot \overline{\varepsilon}_d \quad \text{при } 2300 < Re < 10^4 \quad (9)$$

$$\overline{Nu} = 0.018 \cdot Re^{0.8} \cdot \varepsilon_t \cdot \overline{\varepsilon}_d \quad \text{при } Re \geq 10^4 \quad (10)$$

де $Nu = \alpha \cdot l_0 / \lambda$ - Число Нуссельта; $Re = w \cdot l_0 / \nu$ - Число Рейнольдса; α - коефіцієнт тепловіддачі; λ - теплопровідність; ν - кінематична в'язкість; $\varepsilon_d = 1 + 1.8 \cdot (d/R)$ - поправка, що враховує додаткову турбулізацію при русі газового потоку в трубах з вигином (колінах, змійовиках), що збільшує коефіцієнт тепловіддачі; $\varepsilon_t = (Pr/Pr_c)^{0.25}$ - поправка, що враховує зміну фізичних властивостей середовища залежно від температури; Pr_p – приймається для газу при визначаючій температурі; Pr_c – для середовища за температурою стінки; d , R - еквівалентний діаметр каналу теплообмінника та радіус його вигину.

Коефіцієнт K_0 , що використовується при перехідному режимі, може бути визначений за функціональною залежністю:

$$K_0 = -1.69091E-07 Re^2 + 5.82436E-03 Re - 8.56653 \quad (11)$$

Радіаційна складова теплового потоку визначали за моделлю теплообміну між двома циліндричними поверхнями, розділеними діатермічним середовищем. Тоді для розрахунку можна вважати, що радіаційний коефіцієнт тепловіддачі α_{rad1} у просторі між корпусом печі та внутрішньою частиною корпусу теплообмінника дорівнює:

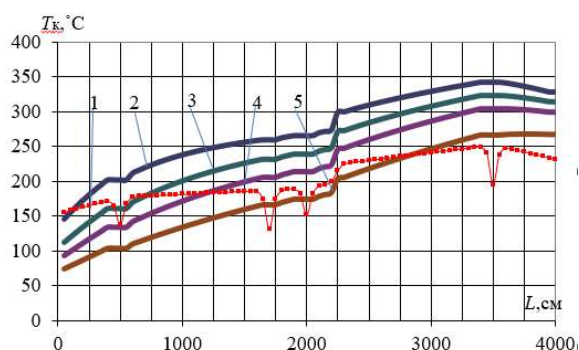
$$\alpha_{rad1} = \frac{Q_{rad}}{(F_1 \cdot \Delta t)} \cdot Q_{rad} / (F_1 \cdot \Delta t) \quad (12)$$

Рішення виконується методом послідовних наближень, з використанням ітераційних методів розрахунку.

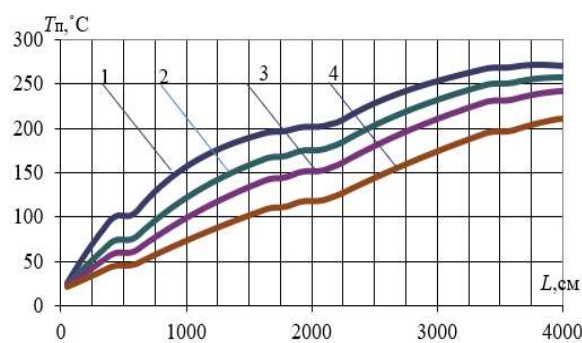
На кафедрі ХПСМ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» розроблено пакет прикладних програм (ППП), що включає програмні модулі мовами C++ та AutoLISP з представленням результатів у графічному середовищі AutoCAD. PPP призначений для моделювання потоків повітря у газоходах та каналах довільного профілю. Передбачена візуалізація результатів розрахунку у вигляді 3D моделі, що включають основні конструктивні елементи обертової печі і теплообмінного пристрою, а також дифузори для подачі та виведення газу.

Результати розрахунків.

Мета теплового розрахунку полягає у визначенні теплових характеристик розглянутого теплообмінника та визначенні доцільності його використання. Спочатку розглянемо задачу використання теплообмінника секції якого встановлені послідовно на всій довжині печі відповідно рис. 3. На графіках рис. 5 та рис.6. приведені дані зміни температури зовнішнього корпусу печі та газового потоку в теплообміннику відносно довжини печі. Розмір каналу теплообмінника становить 0,5×0,5 м. Швидкість газового потоку – 2 м/с, 4 м/с, 6 м/с та 10 м/с.



Швидкість уведення в канал газового потоку w :
1 – 0 м/с; 2 – 2 м/с; 3 – 4 м/с; 4 – 6 м/с; 5 – 10 м/с.
Рис. 5 – Температура корпусу в залежності від швидкості подачі повітря для каналу 0,5×0,5м

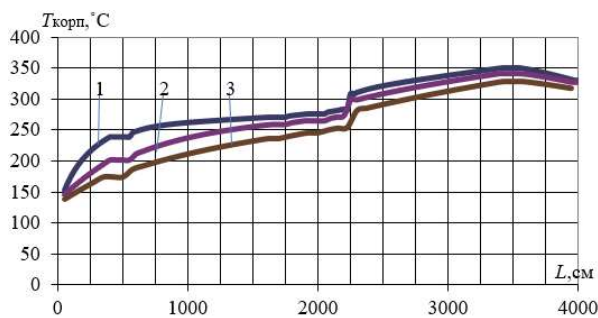


Швидкість уведення в канал газового потоку w :
1 – 2 м/с; 2 – 4 м/с; 3 – 6 м/с; 4 – 10 м/с.
Рис. 6 – Температура потоку в залежності від швидкості подачі повітря для каналу 0,5×0,5м

З отриманих результатів можливо зробити висновок, що використання теплообмінника вносить суттєві зміни в температурне поле футерівки та корпусу обертової печі. Як видно з графіків у зоні потрапляння потоку повітря в теплообмінник температура корпусу зменшується у порівнянні з піччю без теплообмінника. Пояснюється наявністю відносно холодного повітря, а також збільшенням тепловіддачі від корпусу до газового потоку за рахунок підвищеної швидкості повітря.

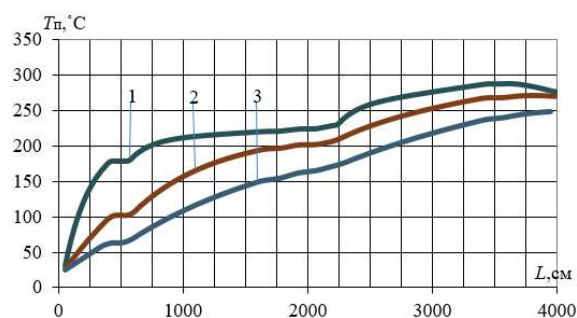
Під час проходження по каналам теплообмінника відбувається інтенсивне нагрівання повітря показане на рис. 6. Це істотно впливає на теплообмін корпусу печі з оточуючим середовищем, збільшуючи значення $T_{ос}$. Тому температура зовнішнього корпусу печі на ділянці виходу повітря з теплообмінника збільшується. З графіків також видно, що швидкість подачі повітря до каналу суттєво впливає на нагрів теплового потоку. При швидкості 2 м/с повітря, на виході з теплообмінника прогрівається до 270 °С. При швидкості 10 м/с до 210 °С. Пояснюється тим, що при меншій швидкості подачі час перебування газу в теплообміннику більший, а отже газовий потік отримує більшу кількість тепла. З отриманих даних можна зробити висновок, що швидкість подачі повітря 2 м/с є найбільш сприятливою, оскільки дозволяє максимально прогріти повітря і обсяг його є достатньою для використання в якості вторинного повітря для паливника, становлячи 70% загальної кількості.

З метою з'ясування можливості підвищення ефективності теплообмінника були проведені розрахунки температури корпусу та газового потоку в залежності від розміру каналу. Швидкість газового потоку становить 2 м/с. Результати розрахунку приведені на рис. 7 та рис. 8.



Розмір каналу: 1 – 0,25×0,25м; 2 – 0,5×0,5м;
3 – 0,75×0,75м.

Рис. 7 – Температура корпусу в залежності від розміру каналу для швидкості $w=2$ м/с



Розмір каналу: 1 – 0,25×0,25м; 2 – 0,5×0,5м;
3 – 0,75×0,75м.

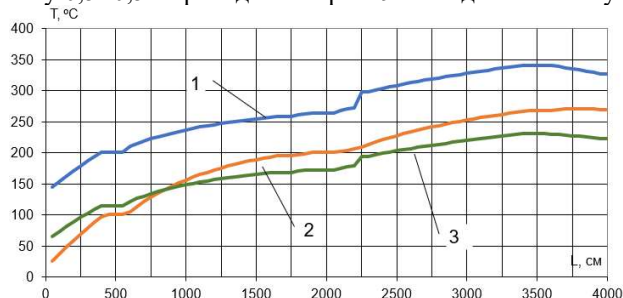
Рис. 8 – Температура газового потоку в при зміні розміру каналу для швидкості $w=2$ м/с

Графіки на рис. 7 показують, що зміна розміру каналів загалом не суттєво впливає на температура корпусу обертової печі. Так при меншому розмірі каналу 0,25×0,25 м температура корпусу, в порівнянні з іншими, підвищується у зоні введення повітря і становить 250 °С, що пояснюється збільшенням шляху і відповідно часу перебування газового потоку в цій зоні. Підвищення температури в кінці теплообмінника приблизно однакове для повітря, що рухається в різних каналах. При більшому розмірі каналу – 0,75×0,75 м температура корпусу печі найнижча для всієї печі.

Температура газового потоку, при виході з теплообмінника, рис.8 змінюється не суттєво і становить 276 °С при розмірі каналу 0,25×0,25м, 270 °С при розмірі каналу 0,5×0,5 м та 240 для каналу 0,75×0,75 м. Хоча початковий прогрів газового потоку більш інтенсивний для каналу меншого розміру.

Таким чином збільшення часу перебування, за рахунок збільшення кількості секцій, не суттєво впливає на температуру повітря, що виходить з теплообмінника.

Розрахунок температури корпусу печі, повітря та поверхні в секційному теплообміннику з розміром каналу 0,5×0,5м приведено на рис. 9. Швидкість потоку становить 2 м/с.



1 – корпус печі; 2 – повітря; 3 – зовнішня поверхня
**Рис. 9 – Температура в теплообміннику
($w=2$ м/с, канал 0,5×0,5м)**

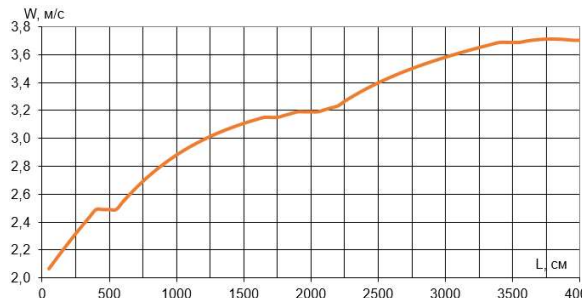
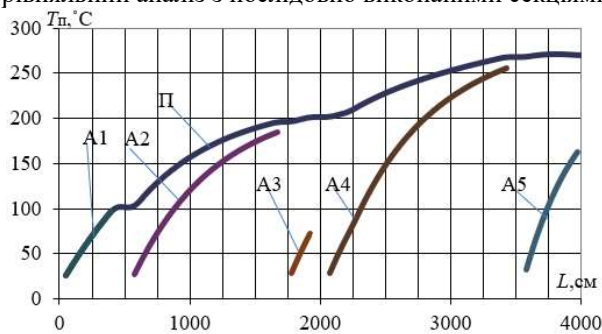


Рис. 10 – Зміна швидкості руху повітря в теплообміннику

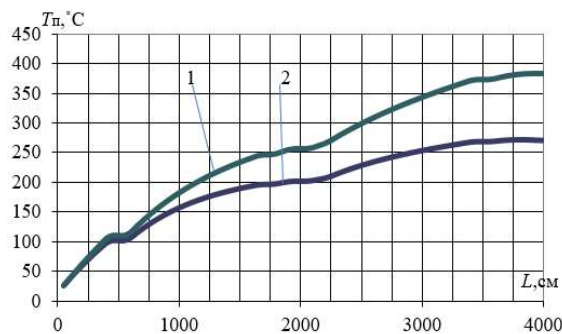
З графіків рис. 9 видно, що за рахунок нагрівання від корпусу печі температура газового потоку збільшується від 20 °С, при подачі повітря в теплообмінник до 270 °С при виході. Зовнішня поверхня теплообмінника нагрівається до температури 68 °С на ділянці подачі повітря та зростає вздовж теплообмінника до 220 °С. Підігрів вказаної поверхні відбувається головним чином за рахунок радіаційного теплообміну.

Рис. 10 показує, як змінюється швидкість руху повітря в теплообміннику. В процесі руху вздовж теплообмінника повітря нагрівається і підвищує свою температуру. За рахунок цього воно розширюється і збільшує свій об'єм. Через закон збереження маси, це призводить до збільшення швидкості руху повітря. Тому на графіку видно, що швидкість руху повітря зростає від 2 м/с при подачі до 3,8 м/с при виході з теплообмінника. Кількість повітря, що виходить потрібно враховувати при використанні його як вторинного.

Проведені розрахунки для дослідження можливості зменшення розмірів теплообмінника без втрат його теплової ефективності. Для цього секції теплообмінника розглядалися як елементи системи незалежні один від іншого. Результати розрахунків температурного режиму потоку наведено на рис. 11, включаючи порівняльний аналіз з послідовно виконаними секціями.



П – Використання повного теплообмінника;
A1, A2, A3, A4, A5 – робота секцій
Рис. 11 – Температура потоку в секціях теплообмінника ($w = 2$ м/с та розмірах 0,5×0,5м)



1 – з використання теплоізоляції $H=7$ мм;
2 – без використання теплоізоляції.
Рис. 12 – Порівняння температур потоку в теплообміннику ($w = 2$ м/с та розмірах 0,5×0,5м)

З аналізу графіків можна визначити, що найбільш ефективним є використання секційного теплообмінника в позиції A4, яка позначена на рис. 11. Розміщення цієї секції відповідає координатам від 2250 до 3450 см і розташовується між вінцевою шестернею і бандажем (див. рис. 3). Встановлення теплообмінника в цій зоні

дозволяє підвищити температуру газового потоку до 255 °С, порівняно з 270 °С при використанні повного теплообмінника. З графіка видно, що в цьому випадку нагрівання відбувається більш інтенсивно. Такий підхід відкриває можливості для оптимізації розмірів теплообмінника, зокрема, його зменшення, при цьому забезпечуючи високий рівень теплової ефективності.

Більший тепловий ефект досягається при встановленні на зовнішню поверхню теплообмінника теплоізоляційного шару, наприклад азбестового картону. На рис. 12 показано, як змінюється температура газового потоку при використанні теплообмінника з теплоізоляцією товщиною 7 мм, та без теплоізоляції. З графіка видно, що використання теплоізоляції підвищує температуру повітря на виході з теплообмінника з 270 °С до 322 °С, тобто на 52 °С. При цьому температура зовнішньої поверхні теплообмінника зменшується на 28 °С.

Висновки

У роботі досліджено можливість підвищення енергоефективності обертової печі за допомогою секційного теплообмінника, який може виконувати функції охолоджувача, теплового ізолятора та регулятора температурних режимів печі. Аналізуючи отримані результати, можливо зробити наступні висновки:

- Розроблено конструкцію спірального теплообмінника, який дозволяє використовувати теплоту поверхні печі для нагріву вторинного повітря до температури 270 – 322 °С, у достатній кількості щоб забезпечити роботу пальника.
- Теплообмінник може використана як в якості охолоджувача, так і теплового ізолятора, що відкриває широкі можливості для його застосування в різних умовах.
- Розрахункова модель теплообмінника дозволяє оцінювати його теплову продуктивність та вплив на температурний режим печі.
- Теплообмінник, покриваючи зовні обертову піч виключає або суттєво зменшує вплив кліматичних умов на температурний режим печі, забезпечуючи більшу стабільність і надійність роботи.
- Проведено аналіз ефективності роботи теплообмінника, що дало можливість суттєво зменшити його розміри без зміни сумарного теплового ефекту в порівнянні з теплообмінником встановленим на всій довжині корпусу.
- Використання теплової ізоляції дозволяє підвищити ефективність спірального теплообмінника, забезпечуючи збільшення температури підігріву повітря на 52 °С при товщині ізоляційного покриття 7 мм.

Отримані результати можуть бути корисними для подальших розробок та оптимізації проектів, спрямованих на поліпшення теплообмінних систем в напрямку ефективного використання теплових ресурсів у обертових печах.

Перспективи подальших досліджень. В подальшому планується визначити енергетичне ефективність теплового агрегату враховуючи зміну теплового режиму всередині печі включаючи горіння палива.

Приклад виконання розрахунків та креслення наведені у відео файлі у додатку до статті.

Список використаної літератури

1. Bojanovský, J., Máša, V., Hudák, I., Skryja, P., & Hopjan, J. (2022). Rotary Kiln, a Unit on the Border of the Process and Energy Industry—Current State and Perspectives. *Sustainability*, 14(21), 13903. DOI <https://doi.org/10.3390/su142113903>
2. Троценко Л.Н. Особенности конструкции и тепловой работы вращающихся печей и перспективные направления их усовершенствования // *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2016. № 4. С. 61-70. URI: <http://dspace.nbu.gov.ua/handle/123456789/159158>
3. Щербина В.Ю. Развитие теории та удосконалення технологічних процесів при виробництві будівельних матеріалів у високотемпературних агрегатах: диссертация ... доктора технических наук: 05.17.08 // Щербина Валерій Юрійович; - Київ, 2017. - 393 с.
4. Lanyue Zhang, Zhaochen Jiang, Fabian Weigler, Fabian Herz, Jochen Mellmann, Evangelos Tsotsas PTV measurement and DEM simulation of the particle motion in a flighted rotating drum // *Powder Technology* Volume 363, 1 March 2020, Pages 23-37, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.12.035>
5. Lanyue Zhang, Zhaochen Jiang, Fabian Weigler, Fabian Herz, Jochen Mellmann, Evangelos Tsotsas PTV measurement and DEM simulation of the particle motion in a flighted rotating drum // *Powder Technology* Volume 363, 1 March 2020, Pages 23-37, <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.12.035>

6. Трусова И.А., Менделеев Д.В., Ратников П.Э. Выбор горелочного устройства при производстве клинкера во вращающихся печах // *Литье и металлургия*. 2011. № 1. С. 124-126.
7. Цкитишвили Э.О., Троценко Л.Н., Пикашов В.С. Регулирование параметров факела как средство экономии топлива при обжиге извести // *Энерготехнологии и ресурсосбережение*. 2013. № 1. С. 57- 64.
8. Троценко Л.Н., Пикашов В.С., Виноградова Т.В. Повышение эффективности нагрева и обжига сыпучих материалов во вращающихся печах // *Металлург. и горноруд. пром-сть*. 2014. № 5. С. 101-104.
9. Хрестоматия энергосбережения: Справ. / Под ред. В.Г.Лисиенко. М.: Теплотехник, 2003. 688 с.
10. Колодяжный В.С., Губинский М.В., Перерва Я. и др. Разработка эффективного способа теплоизоляции металлургических агрегатов // *Труды XVI Междунар. конф. «Теплотехника и энергетика в металлургии»*, Днепропетровск, Украина, 4-6 окт. 2011 г. Днепропетровск: Нац. металлург. акад. Украины, 2011. С. 107-108.
11. Щербина, В. Ю., Швачко, Д. Г. (2022). Підвищення енергоефективності обертових печей за використання вогнетривів з теплоізоляцією. *Вісник ВПІ*, (5), 52–57. <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2022-164-5-52-57>
12. Щербина, В. Ю., Швачко, Д. Г. (2022). Вплив теплоізоляції футерівки на теплообмін обертових апаратів. *Вісник НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського»*. Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження, (2), 22–33. <https://doi.org/10.20535/2617-9741.2.2022.260342>
13. Лисиенко В. Г., Щелокон Я. М., Ладыгичев М. Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология: Справочное издание: В 2-х книгах. Книга 2 / Под ред. В. Г. Лисиенко. - М.: Теплотехник, 2004. - 592 с.
14. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. М: Едиториал УРСС, 2003. 784 с.
15. Щербина В.Ю., Швачко Д.Г. Моделювання процесу нестационарного теплообміну в футерівці обертових агрегатів / *Вісник НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»*. Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. №2(19), 2020, с. 20-31. DOI: <https://doi.org/10.20535/2617-9741.2.2020.208052>
16. Исаченко В.П. Теплопередача/ В.П. Исаченко, В.А. Осипов, А.С. Сукоміл. - М.: Издавництво, 1981. - 416 с.

Valerii Shcherbina, Olena Ivanenko, Oleksandr Sokolskyi, Gennady Vasilchenko

USE OF HEAT RECOVERY TECHNOLOGY TO INCREASE THERMAL EFFICIENCY OF ROTARY FURNACES

The article considers the problem of increasing the energy efficiency of rotary kilns, which are used in various industries for thermal processing of materials, such as metallurgical, chemical, construction, electrode and others. The source of heat for the kilns is gaseous fuel, which is supplied through special burners located at one end of the cylinder. The material for processing is loaded at the opposite end and moves towards the burner due to the force of gravity and rotation of the kiln. One of the important aspects of operating rotary kilns is energy efficiency, which depends on many factors and generally characterizes the degree of use of heat from fuel for heating the material. However, a significant part of the heat from fuel is lost through the kiln shell, which leads to an increase in fuel consumption and a decrease in kiln productivity. Therefore, it is necessary to look for ways to reduce heat losses and use part of the heat for other purposes. In this context, heating secondary air can be one of the important methods for increasing the thermal efficiency of rotary kilns, especially for kilns that operate in a mode for pyrolysis firing of materials such as coal, wood, peat, etc. The aim of the work is to increase the energy efficiency of a rotary kiln using a spiral heat exchanger, using the heat from the external shell of the kiln to heat secondary air. The paper proposes the use of a sectional heat exchanger, which can perform the functions of a cooler, a thermal insulator and a regulator of temperature regimes of the kiln. The heat exchanger consists of several sections that are attached to the outer surface of the kiln shell and have channels for air passage. The air is heated by contact with the hot shell and then supplied to the burner as secondary air. Thus, the heat exchanger allows to reduce the temperature of the shell and provide an additional source of hot air. A mathematical model for numerical calculation of a spiral heat exchanger has been developed, which allows to evaluate its thermal and temperature characteristics. It is shown that by using the heat from the shell it is possible to heat secondary air to a temperature of 270 °C in an amount sufficient to ensure the operation of the burner. An analysis of the location of the heat exchanger and the use of insulation coating has been carried out, which made it possible to significantly reduce its size without changing the total thermal effect compared to a heat exchanger installed along the entire length of the kiln shell. The effectiveness of using thermal insulation has been shown, which makes it possible to increase the temperature of air by 50 °C with its thickness 7 mm. The obtained results can be useful for further development and optimization of projects aimed at improving heat exchange systems and efficient use of thermal resources in rotary kilns.

Keywords: rotary kiln, lining, energy efficiency, temperature, thermal insulation, heat exchanger, secondary air

References

1. Bojanovský, J., Máša, V., Hudák, I., Skryja, P., & Hopjan, J. (2022). Rotary Kiln, a Unit on the Border of the Process and Energy Industry—Current State and Perspectives. *Sustainability*, 14(21), 13903. DOI <https://doi.org/10.3390/su142113903>
2. Trotsenko L.N. Osobennosti konstruktivnykh y teplovoi raboty vrashchayushchikhsia pechei y perspektivnye napravleniya ykh usovershenstvovaniya // *Энерготехнологии y resursosberezheniye*. 2016. №4. S. 61-70. URI: <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/159158>
3. Shcherbina V.Yu. Rozvytok teorii ta udoskonalennia tekhnolohichnykh protsesiv pry vyrobnytstvi budivelnykh materialiv u vysokotemperaturnykh ahrehatakh: dysertatsiia ... doktora tekhnicheskyykh nauk: 05.17.08 // Shcherbina Valerii Yuriiivych; Kyiv, 2018. -393 s.
4. Lanyue Zhang, Zhaochen Jiang, Fabian Weigler, Fabian Herz, Jochen Mellmann, Evangelos Tsotsas PTV measurement and DEM simulation of the particle motion in a flighted rotating drum // *Powder Technology* Volume 363, 1 March 2020, Pages 23-37, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.12.035>
5. Lanyue Zhang, Zhaochen Jiang, Fabian Weigler, Fabian Herz, Jochen Mellmann, Evangelos Tsotsas PTV measurement and DEM simulation of the particle motion in a flighted rotating drum // *Powder Technology* Volume 363, 1 March 2020, Pages 23-37, <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2019.12.035>
6. Trusova Y.A., Mendelev D.V., Ratnykov P.Э. Vybory horelochnoho ustroystva pry proyzvodstve klynkera vo vrashchayushchikhsia pechakh // *Lyte y metallurhiya*. 2011. # 1. S. 124-126.
7. Tskytshvilyi Э.О., Trotsenko L.N., Pykashov V.S. Rehulyrovanye parametrov fakela kak sredstvo ekonomyy toplyva pry obzhyhe yzvesty // *Энерготехнологии y resursosberezheniye*. 2013. # 1. S. 57- 64.
8. Trotsenko L.N., Pykashov V.S. Systema rehulyrovaniya temperaturnoho rezhyma vrashchayushcheisia pechy // *Энерготехнологии y resursosberezheniye*. 2015. # 5-6. S. 88- 92.
9. Khrestomatyiia enerhosberezheniia: Sprav. / Pod red. V.H.Lysenko. M.: Teplotekhnika, 2003. 688 p.
10. Kolodiaznyi V.S., Hubynskyi M.V., Pererva Ya. y dr. Razrabotka efektyvnoho sposoba teployzoliatsyy metallurhicheskyykh ahrehatov // *Trudy XVI Mezhdunar. konf. «Teplotekhnika y enerhetyka v metallurhyy», Dnepropetrovsk, Ukrainy, 4-6 okt. 2011 h.* Dnepropetrovsk: Nats. metallurh. akad. Ukrainy, 2011. S. 107-108.
11. Shcherbina, V. Yu., Shvachko, D. G. (2022). Increasing the energy efficiency of rotary kilns by using refractories with thermal insulation. *VPI Bulletin*, (5), 52–57. <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2022-164-5-52-57>
12. Shcherbina, V. Yu., Shvachko, D. G. (2022). The effect of thermal insulation of the lining on the heat exchange of rotating devices. *Bulletin of NTUU "KPI named after Igor Sikorskyi"*. Series: Chemical engineering, ecology and resource conservation, (2), 22–33. <https://doi.org/10.20535/2617-9741.2.2022.260342>
13. Lysenko V. G., Shchelokov Y. M., Ladygychev M. G. Rotating furnaces: thermal engineering, management and ecology: Reference edition: In 2 books. Book 2 / Ed. V. G. Lysenko. - M.: Teplarekhnika, 2004. - 592 p.
14. Samarskyi A.A., Vabyshchevych P.N. Vychyslytelnaia teploperedacha. M: Edytoryal URSS, 2003. 784 s.
15. Shcherbina V.Yu., Shvachko D.H. Modeliuvannia protsesu nestatsionarnoho teploobminu v futerivtsi obertovykh ahrehativ / *Visnyk NTUU «KPI im. Ihoria Sikorskoho»*. Khimichna inzheneriia, ekolohiia ta resursozberezhennia. #2(19), 2020, s. 20-31. DOI: <https://doi.org/10.20535/2617-9741.2.2020.208052>
16. Isachenko V.P. Heat transfer / V.P. Isachenko, V.A. Osipov, A.S. Sukomil - M.: Publishing House, 1981. - 416 p.