

УДК 66.041.491

В.Ю. Щербина, О.С. Сахаров,
Ю.М. Саміленко, В.В. Бобах**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ НА-
ВАНТАЖЕНЬ В ОБЕРТОВІЙ ПЕЧІ З ВИ-
ХРОВИМ ТЕПЛООБМІННИКОМ****Вступ**

Промисловість будівельних матеріалів є одним із найбільших споживачів палива і займає за показником енергоємності третє-четверте місце в економіці країни. Так, тільки на виробництво цементу в Україні щорічно витрачається більш ніж 3 млн т умовного палива. Разом з тим, коефіцієнт його використання в обертових печах, які є основними споживачами палива, дуже незначний. Основна частина цементного клінкеру обпалюється в печах, тепловий ККД яких не перевищує 55–60 %, тому задача з підвищення ефективності використання таких агрегатів є дуже актуальною, оскільки збільшення цих показників навіть на кілька відсотків дає істотний економічний ефект [1].

Відомо, що механічне устаткування промисловості будівельних матеріалів є найбільш складним і енергоємним у комплексі будівельної індустрії. Багато його видів є унікальними не тільки за розмірами, але і за складністю конструкції. Робота більшості таких машин відбувається в умовах високих температур, тисків, агресивних середовищ і підвищеного запилення, що вимагає спеціальних заходів для підвищення їх надійності, безпеки та довговічності, що потребує розробки більш повних математичних моделей для чисельного моделювання його роботи, та врахування неоднорідних факторів [2–4].

Для інтенсифікації теплообміну між матеріалом, що обпалюється, і газовим потоком у печах встановлюються теплообмінники. Метою цих пристроїв є розподіл матеріалу в створених вихрових потоках трубних газів для поліпшення теплообміну між газом і матеріалом. Установка таких теплообмінників сприяє більш раціональному використанню енергетичних і сировинних ресурсів та інтенсифікації процесу виробництва [1].

Постановка задачі

У даній статті ставиться задача дослідити можливості встановлення вихрового теплообмінника в обертову піч для підвищення теплової ефективності її роботи та інтенсифікації теплообміну між газовим потоком і матеріалом. При цьому використовується метод розрахунку для визначення напружено-деформованого стану (НДС) конструкції печі і теплообмінника при комплексному врахуванні термосилових та інших факторів навантаження, що дає змогу проаналізувати їх вплив і визначити умови роботи теплообмінника та печі.

Математична модель

Для моделювання напружено-деформованого стану конструкцій, зокрема обертової печі, що знаходяться під дією зовнішніх сил та нерівномірних температурних полів, скористаємось загальними співвідношеннями механіки деформованого твердого тіла – рівняннями руху і збереження енергії

$$\rho \frac{d^2 u^i}{dt^2} = \nabla_j \sigma^{ij} + f^i, \quad (1)$$

$$\frac{dU}{dt} = \sigma^{ij} \frac{d\varepsilon_{ij}}{dt} - \nabla_i q^i + Q_V, \quad (2)$$

де ρ – густина матеріалу; u^i – компоненти вектора переміщень; σ^{ij} – контраваріантні компоненти тензора напружень; f^i – компоненти вектора об'ємних силових навантажень; U – внутрішня енергія одиниці об'єму матеріалу; ε_{ij} – коваріантні компоненти тензора деформацій; q^i – компоненти вектора теплового потоку; Q_V – джерело теплової енергії одиниці, віднесене до одиниці об'єму матеріалу.

Для отримання замкнутої системи рівнянь до (1), (2) необхідно додати:

- геометричні рівняння Коші для повних деформацій ε_{ij} :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (\nabla_i u_j + \nabla_j u_i), \quad (3)$$

- співвідношення для пружних деформацій $\varepsilon_{ij}^{(e)}$ як різницю між повними і тепловими деформаціями

$$\varepsilon_{ij}^{(e)} = \varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ij}^{(T)}, \quad (4)$$

$$\varepsilon_{ij}^{(T)} = \alpha_{(T)}(T - T_0)g_{ij}; \quad (5)$$

• рівняння узагальненого закону Гука для напружень із врахуванням теплових деформацій

$$\sigma^{ij} = C^{ijmnp} \varepsilon_{ij}^{(e)} = C^{ijmnp} (\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{ij}^{(T)}), \quad (6)$$

а також закону Фур'є, що дає можливість визначити вектор теплового потоку через температуру T :

$$q_i = -\lambda \nabla_i T; \quad (7)$$

• залежності внутрішньої енергії U від температури

$$U = c_V T + \text{const}, \quad (8)$$

де C^{ijmnp} – компоненти тензора пружності, g_{ij} – компоненти метричного тензора; $\alpha_{(T)}$, λ , c_V – коефіцієнти теплового розширення, теплопровідності і теплоємності матеріалу.

Розглянемо стаціонарні задачі термомеханіки твердих тіл, для яких температура і всі параметри напружено-деформованого стану є не залежними від часу t . Тоді взаємно зв'язана система рівнянь (1)–(8) спрощується і розпадається на дві підсистеми, які розв'язуються послідовно: теплопровідності (з врахуванням (2), (7)) у вигляді

$$\nabla_i (\lambda g^{ij} \nabla_j T) + Q_V = 0 \quad (9)$$

і термопружності

$$\nabla_j \sigma^{ij} + f^i = 0, \quad (10)$$

де напруження σ^{ij} виражаються через переміщення u^i відповідно до співвідношень (3)–(6) та значення температури T , отримані за формулою (9).

Для крайових задач механіки система рівнянь має доповнюватись граничними умовами. При розв'язанні рівняння (9) на зовнішній поверхні тіла задаються умови теплообміну, які на різних частинах поверхні можуть бути різними. Будемо розглядати чотири типи умов теплообміну.

На всій зовнішній поверхні тіла або на частині його поверхні S_T задана температура T

$$T|_{S_T} = \theta, \quad (11)$$

де θ – наперед задані значення температури.

На поверхні тіла S_α задано умови конвективного теплообміну

$$-q^i n_i |_{S_\alpha} = \lambda (\nabla_i T) n^i |_{S_\alpha} = \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(T - \theta), \quad (12)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі; θ – температура навколишнього середовища біля зовнішньої поверхні S_α ; n_i – компоненти одиничного вектора зовнішньої нормалі до поверхні тіла.

На поверхні тіла S_γ задано умови променевого теплообміну

$$-q^i n_i |_{S_\alpha} = \lambda (\nabla_i T) n^i |_{S_\alpha} = \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \beta(T^4 - \theta^4), \quad (13)$$

де β – коефіцієнт випромінювальної (або поглинальної) спроможності поверхні тіла відносно променевої енергії; θ – температура джерела променевої енергії.

При визначенні напружено-деформованого стану на основі (10) граничні умови можуть бути сформульовані відносно напружень (статичні умови)

$$\sigma^{ij} n_j |_{S_p} = p^i, \quad (14)$$

де p^i – компоненти зовнішніх поверхневих сил, віднесених до одиниці площі зовнішньої поверхні S_p ; n_j – компоненти одиничного вектора зовнішньої нормалі до поверхні тіла або відносно переміщень (кінематичні умови)

$$u^i |_{S_U} = \tilde{u}^i, \quad (15)$$

де \tilde{u}^i – компоненти вектора вимушених переміщень, які задані на поверхні S_U , або в змішаному варіанті (змішані граничні умови), коли частина рівнянь є статичними, а інша – кінематичними умовами, але загальна кількість рівнянь у кожній точці зовнішньої поверхні має бути незмінною.

Алгоритм розв'язання задачі

Система диференціальних рівнянь (1)–(15) з допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) дискретизується і зображається у вигляді двох систем алгебричних рівнянь високого порядку – теплопровідності і термомеханіки. Задача теплопровідності відповідає матричному рівнянню

$$[\Lambda]\{T\} = \{Q\}, \quad (16)$$

де $[\Lambda]$ – матриця теплопровідності, яка враховує властивості теплопровідності матеріалу та нелінійні граничні умови теплообміну (12); $\{T\}$ – вектор невідомих вузлових температур; $\{Q\}$ – вектор внутрішніх та граничних теплових джерел.

Задача термомеханіки формулюється відносно вузлових переміщень у вигляді

$$[K]\{U\} = \{P\}, \quad (17)$$

де $[K]$ – матриця жорсткості, яка враховує пружні властивості матеріалу та граничні умови; $\{U\}$ – вектор невідомих вузлових переміщень; $\{P\}$ – вектор еквівалентних вузлових термосилових навантажень, які зумовлені дією зовнішніх сил та градієнтами температури внутрішніх і теплових джерел.

Процес моделювання термонапруженого стану конструкцій виконується в два етапи. На першому з них розв'язується задача теплопровідності. Оскільки рівняння (16) є нелінійним, то використовується ітераційний алгоритм.

1. Формуються лінеаризована матриця $[\Lambda]$ та вектор $\{Q\}$, при цьому береться, що температура, від якої залежить коефіцієнт тепловіддачі в (12), спочатку дорівнює температурі навколишнього середовища θ .

2. Розв'язується система лінеаризованих рівнянь (16) і визначається чергове наближене значення вектора $\{T\}$.

3. За знайденими температурами уточнюються значення коефіцієнта тепловіддачі і обчислюються нова матриця $[\Lambda]$ та вектор $\{Q\}$. Визначається похибка лінеаризованого рівняння (16), і якщо вона знаходиться в допустимих межах, то останнє значення $\{T\}$ береться за розв'язок задачі теплопровідності. В іншому випадку виконується перехід до п. 2.

Другий етап полягає у формуванні матриці жорсткості та вектора еквівалентних вузлових термосилових навантажень рівняння (17) із врахуванням отриманого температурного поля. Після розв'язання (17) обчислюються деформації та напруження в елементах моделі і аналізується загальний напружено-деформований стан конструкції.

Розв'язання задач

Для розв'язання задач використовувалась інтегрована система VESNA, розроблена на

кафедрі ХПСМ НТУУ "КПІ" [6], яка створена з використанням фундаментальних законів механіки та термодинаміки, ефективних та універсальних числових методів розв'язання диференціальних рівнянь. Система призначена для моделювання гідродинамічних, теплових процесів і розрахунків на міцність та дослідження методом скінченних елементів процесів лінійного і нелінійного деформування просторових комбінованих систем, виконаних з ізотропних і анізотропних матеріалів.

Для апробації математичної моделі та алгоритмів розрахунку на міцність із врахуванням термосилових навантажень було досліджено обертову піч розміром 4×60 м з бандажем, що вварюється в корпус, звідки бралися основні геометричні розміри.

З точки зору будівельної механіки в розрахунковому відношенні корпус обертової печі є тонкостінною циліндричною оболонкою, яка встановлена на кількох опорах. Опорними елементами є бандажі, встановлені на підбандажні обичайки. Корпус має змінний поперечний переріз, що визначається різною товщиною самого корпусу та футерівки. Біля однієї з опор печі на корпус прикріплене ведуче зубчасте колесо приводу, що передає обертовий момент та має відповідну вагу, яка враховується при розрахунках.

Основними навантаженнями є власна вага корпусу печі, футерівки, бандажів та ведучого зубчастого колеса. Значно меншу частку становить вага оброблюваного матеріалу. Тому в аналогічних розрахунках вона звичайно не враховується, як і вплив поздовжнього нахилу, що становить 3–4 %.

При розрахунках враховується, що піч є не тільки несучою конструкцією, а й тепловим агрегатом, на міцність якого значно впливають сили, що виникають під дією нерівномірних температурних полів у робочих зонах теплового агрегату і викликають відповідні термосилові навантаження.

Температура газового потоку всередині печі задається у вигляді таблиці і наведена на рис. 1.

Окремим питанням при розрахунку печі є вибір фізико-механічних властивостей футерівки. Для визначення напруження необхідно знати ряд її фізико-механічних характеристик, основними з яких є модуль пружності і коефіцієнт термічного розширення.

Модуль пружності значною мірою залежить від початкових напруг стиску у футерівці, що викликаються тим, що при укладанні футерівки розпинається в корпусі печі "зам-

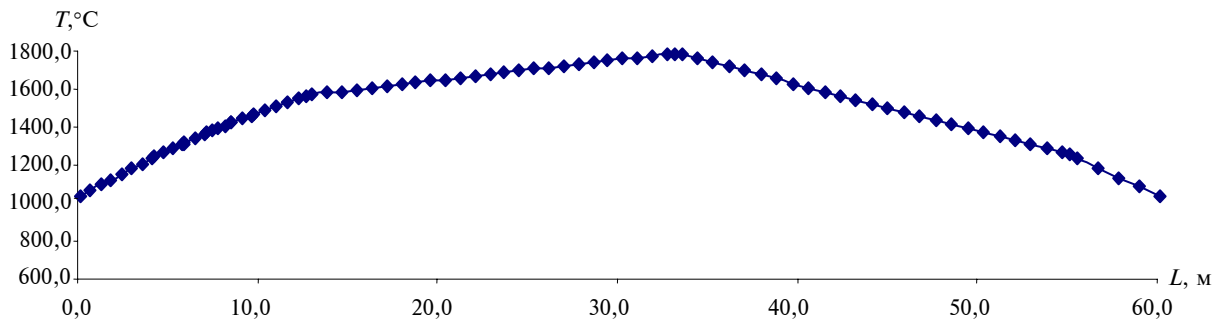


Рис. 1. Температура газопотоку всередині печі

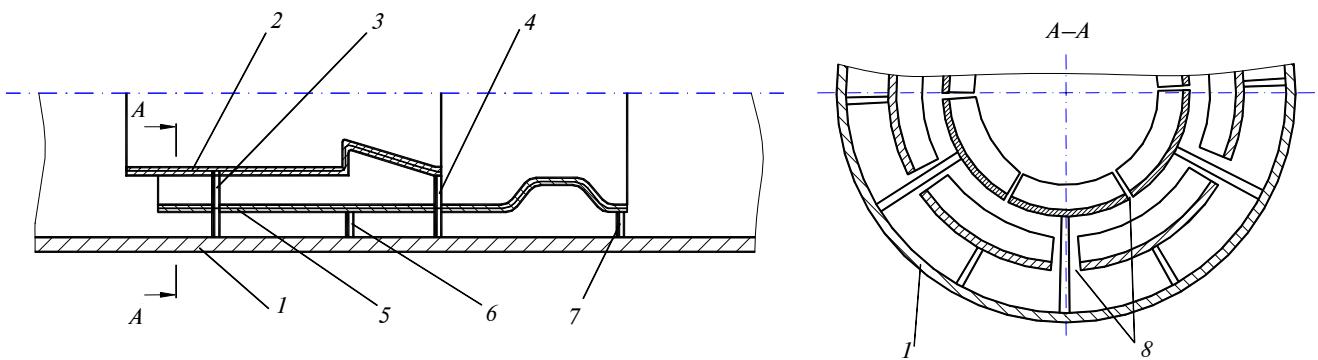


Рис. 2. Схема конструкції вихрового теплообмінника: 1 – корпус печі; 2 – внутрішня ступінь теплообмінника; 3, 4 – перша та друга опори внутрішнього ступеня; 5 – зовнішня ступінь теплообмінника; 6, 7 – перша і друга опори зовнішнього ступеня; 8 – шілини дугових елементів ступеня теплообмінника

ком”, який забивається між вогнетривами. При нагріванні температура футерівки перевищує температуру корпусу, тому вважається, що вона міцно притискається до нього. На термомеханічні властивості футерівки впливають різні фактори: величина коефіцієнта термічного розширення, значення температур і характер їх розподілу у футерівці, ступінь монолітності, кількість нагрівів і охолоджень та швидкість зміни температури, товщина швів між цеглинами і багато інших. При цьому характер впливу цих факторів на процеси розширення футерівки може бути найрізноманітнішим, окремі впливи часто комбінуються і перебувають у взаємозалежності [2]. При розв’язанні задачі для футерівки були вибрані значення, наведені в [3]: $\sigma_m = 3100$ МПа, $\alpha = 3,5 \cdot 10^{-6}$ К $^{-1}$, $\mu = 0,3$.

Вихровий теплообмінник являє собою конструкцію, наведену на рис. 2, і складається з опор, які одним кінцем кріпляться до корпусу, а іншим утримують елементи дугоподібних сегментів [5]. Матеріал, що обробляється в печі, потрапляє на ступінь з елементами дугоподібних сегментів з меншим діаметральним розміром і, обертаючись навколо осі печі, пересипається крізь зазори, потрапляючи на сту-

пінь з більшим діаметральним розміром. При розрахунках теплообмінника вважалось, що він виконаний з термостійкої хромонікелевої сталі, а температура відповідає температурі газопотоку і змінюється по довжині відповідно до місця встановлення згідно з рис. 1.

Обертова піч моделюється як 3D-конструкція, зроблена із сталі з врахуванням складових конструктивних елементів і футерівки, та вихровий теплообмінник, який складається з кількох ступенів, які виконані з відповідних елементів. При розрахунках застосовувалась розрахункова система з використанням скінченно-елементної моделі. У розрахункову схему, показану в розрізі печі на рис. 3, а, входить корпус печі, виконаний з рядовими та підбандажними обичайками, бандажі, вінцева шестерня та футерівка, зроблена з вогнетривів. Вихрові дугоподібні сегменти, встановлені на опорах, складаються з 12 елементів, розміщених по колу (рис. 3, б), 24 опорних стояків, встановлених на елементах-ступенях теплообмінника і з’єднаних з корпусом печі.

Розрахунок проводився в статичному режимі з врахуванням масових сил конструктивних елементів.

Аналіз результатів

За отриманим напружено-деформованим станом конструкції досліджувалися напруження, що виникають у корпусі печі. При цьому еквівалентні напруги визначалися в центрах скінченних елементів (СЕ) з використанням енергетичної теорії міцності. Результати розрахунку наведені на рис. 4, де по осі ординат відкладені еквівалентні напруження, на осі абсцис – нумерації скінченних елементів по довжині печі.

З рисунка видно, що максимальні напруження становлять 40 МПа і не перевищують допустимих для сталі ВСТ-3 та М16С, з якої виготовлена піч. Вони розміщені на ділянці між бандажем та вінцевою шестернею. Ділянка між 337 та 625 СЕ лежить у зоні максимальних температур.

При розрахунках передбачалось, що кріплення першої опорної стойки із ступенями теплообмінника піддатливе, тобто воно виконано за аналогією з кріпленням чарункового теплообмінника пружними елементами. У розрахунковій схемі це моделюється введенням рухомого

СЕ, що дає можливість зміщуватись по дотичній на величину розтягування пружного елемента. Результати розрахунку зовнішніх та внутрішніх ступенів теплообмінника наведено відповідно на рис. 5 і 6.

По осі ординат відкладені еквівалентні напруження, визначені за енергетичною теорією міцності в центрах СЕ, по осі абсцис – номери СЕ по довжині елементів ступеня. Розглядається шість елементів ступеня, розміщених під відповідним кутом до осі печі.

З рисунка видно, що максимальні напруження виникають у місцях кріплення опор до елементів ступенів теплообмінника і дорівнюють 7,0 МПа, що не перевищує допустимих напружень для термостійкої сталі. Локальний сплеск напружень спостерігається в місцях кріплення опорних стояків, причому в місці жорсткого кріплення напруження більше в 1,5–3,0 раза. Характер напружень однаковий, а незначні відхилення пояснюються дією масових сил.

Для аналізу працездатності опорних стояків теплообмінника в них визначені еквівалентні напруження. Результати інтегрального розра-

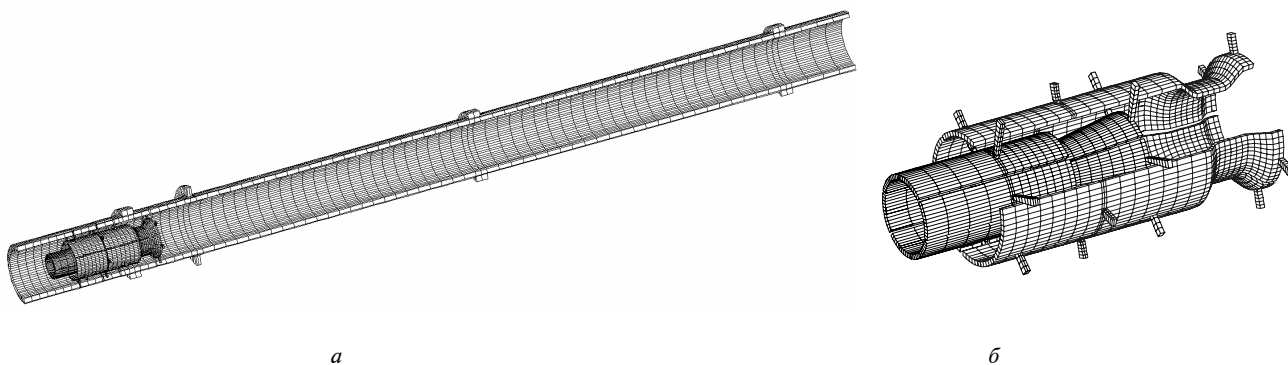


Рис. 3. Розрахункова схема печі: а – піч; б – вихровий теплообмінник

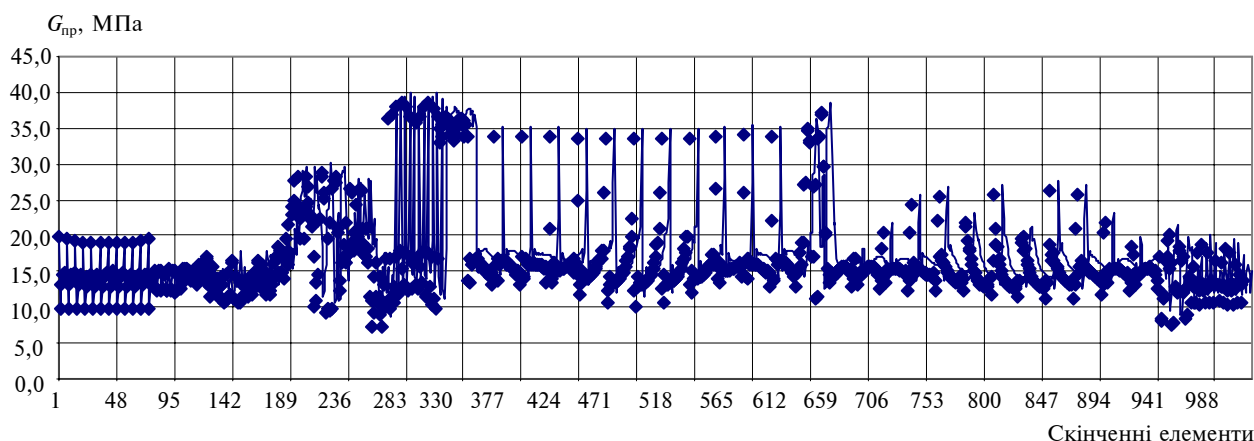


Рис. 4. Еквівалентні напруження в корпусі печі

хунку, який виконувався по центру штабеля (стояки) для зовнішніх та внутрішніх сегментів теплообмінників, наведено на рис. 7. При цьому перші опорні стояки, що моделюють кріплення за допомогою пружних елементів, позначені Sum N1, Sum V1, а стояки, в яких використовується жорстке кріплення, – Sum N2, Sum V2.

З графіків видно, що характер зміни навантажень на стійку однаковий для всіх опорних стояків. Він достатньо рівномірний і збільшується в зоні кріплення з корпусом печі. При цьому максимальні напруження виникають на ділянці кріплення опори до корпусу печі і становлять 15,8 і 23,9 МПа для першого та другого стояків зовнішніх ступенів і 11,8 і 6,8 МПа для внутрішнього ступеня.

Значно більші напруження для стояків зовнішнього штабеля пояснюються більшим зовнішнім діаметром елемента та, відповідно, більшим впливом температурних навантажень. Загалом напруження в стояках теплообмінників не перевищує допустимих для термостійкої сталі.

Таким чином, для ефективної роботи теплообмінника в одному стояку, наприклад в першому, мають бути встановлені пружні елементи, які дають змогу компенсувати термосилові навантаження, що виникають у місці кріплення опори до сектора теплообмінника. У цьому випадку максимальні напруження в корпусі печі не перевищують 40 МПа, в теплообміннику – 7,0 МПа, а в опорних стояках – 23,9 МПа, що є допустимим для конструкцій корпусу та теплообмінника. Тому встановлення таких турбулізуючих

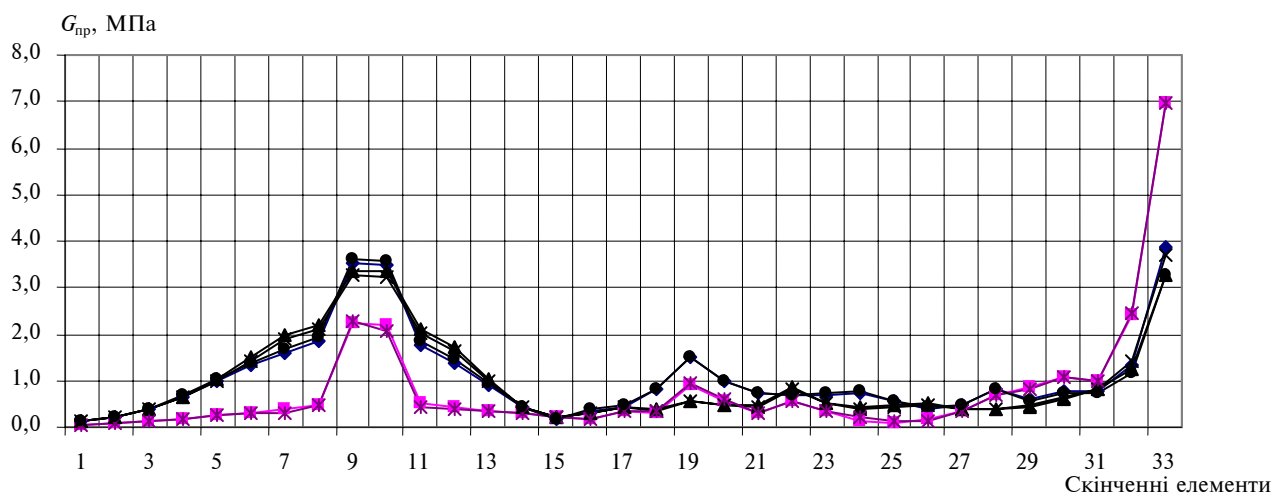


Рис. 5. Еквівалентні напруження в ступенях зовнішніх теплообмінників: —◆— — кут 30°; —■— — кут 90°; —▲— — кут 150°; —×— — кут 210°; —*— — кут 270°; —●— — кут 330°

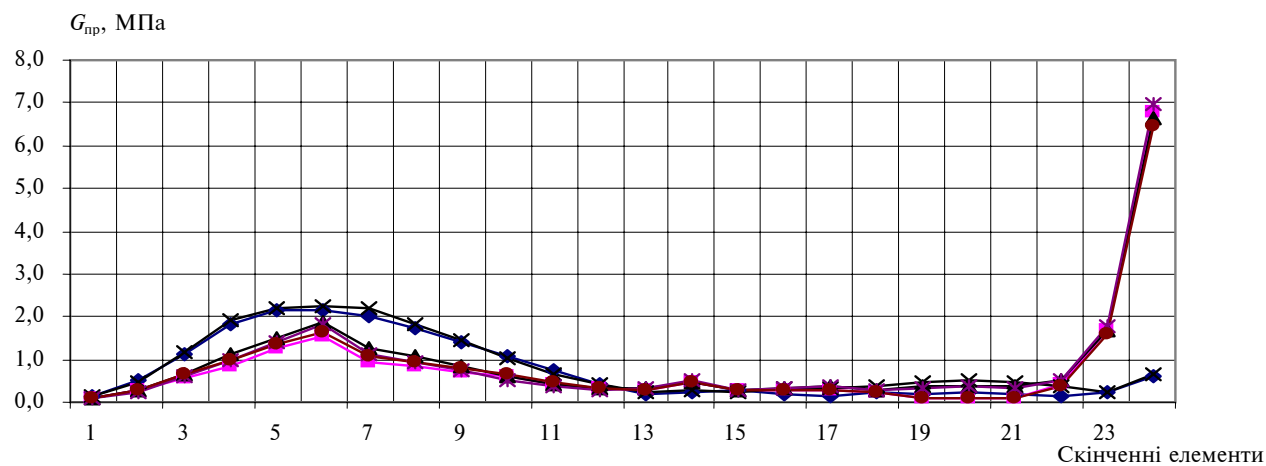


Рис. 6. Еквівалентні напруження в ступенях внутрішніх теплообмінників: —◆— — кут 0°; —■— — кут 60°; —▲— — кут 120°; —×— — кут 180°; —*— — кут 240°; —●— — кут 300°

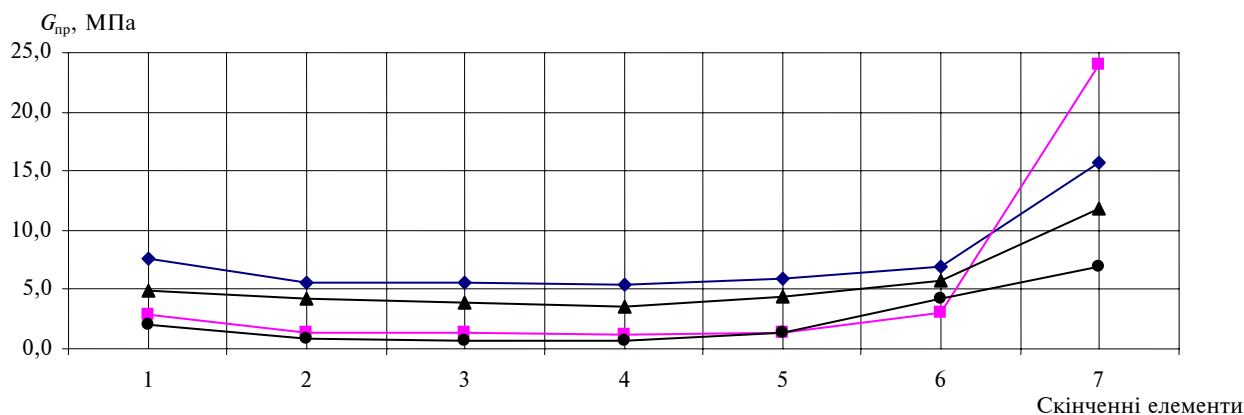


Рис. 7. Інтегроване значення еквівалентного напруження по центру ступеня: —◆— Sum N1; —■— Sum N2; —▲— Sum V1; —●— Sum V2

дугоподібних сегментів на опорах є прийнятним за показниками міцності конструкції.

Важливим фактором є аналіз цих навантажень, оскільки однією з основних умов безпечної роботи печі є достатня твердість і мінімальні деформації корпусу. Це пов'язано з тим, що вона працює безупинно, з річним коефіцієнтом використання 0,94–0,96. Тому протягом одного року піч зазнає близько 500 тис. таких знакозмінних циклів деформацій (і напружень).

Таким чином, розроблені математична модель і алгоритм розрахунку дають можливість досить повно визначити напружено-деформований стан обертової печі з врахуванням масових сил та термосилових навантажень, що дозволяє чисельно моделювати і досліджувати обертову піч у процесі її роботи. Отримані дані дають змогу аналізувати умови роботи теплообмінника та робити висновки відносно можливостей його використання при зміні конструктивних розмірів та фізично-механічних властивостей.

Висновки

Розроблені математична модель та алгоритми дають змогу проводити розрахунки для визначення напружено-деформованого стану пічного агрегату з врахуванням як масових сил, так і термосилових навантажень у комплексній постановці.

За запропонованою математичною моделлю можна буде проводити повні розрахунки і досліджувати нові вузли і деталі з різними фізично-механічними властивостями.

Визначено напруження в корпусі та елементах вихрового теплообмінника для обертової печі розміром 4×60 м. Для корпусу вони не перевищують 40 МПа, в теплообміннику – 7,0 МПа, а опорних стояках – 23,9 МПа, що допустимо. Запропонована конструкція задовольняє умови міцності, що дає змогу підвищити продуктивність печі та ефективність теплообміну.

У подальших дослідженнях необхідно визначити траєкторію руху матеріалу з врахуванням процесу теплообміну між частками й теплоносієм.

В.Ю. Щербина, А.С. Сахаров, Ю.Н. Самilenко,
В.В. Бобах

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ ВО ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ С ВИХРЕВЫМ ТЕПЛООБМЕННИКОМ

Разработаны математическая модель и алгоритм для определения напряженно-деформированно-

V.Yu. Shcherbyna, O.S. Sakharov,
Yu.M. Samilenko, V.V. Bobah

RESEARCH INTO THERMAL TENSION IN ROTARY KILNS WITH VORTEX HEAT EXCHANGERS

We develop the mathematical model and algorithms to determine the stress-strain state of a rota-

го состояния вращающейся печи с учетом массовых сил и термосиловых нагрузок. Исследованы условия работы вихревого теплообменника в печи размером 4×60 м, определены напряжения и выполнен анализ результатов расчета по элементам конструкции теплообменника и печи.

ry kiln, taking into account mass forces and heat loads. We study operating conditions of the vortex heat exchanger in a furnace size 4×60m, determine stress and analyze the calculation results on design elements of the heat exchanger and the furnace.

1. *Лисиенко В.Г., Шелоков Я.М., Ладыгичев М.Г.* Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология: Спр. изд.: В 2-х книгах. Кн. 1 / Под ред. В.Г. Лисиенко. – М.: Теплотехник, 2004. – 688 с.
2. *Исламов М.Ш.* Проектирование и эксплуатация промышленных печей. – Л.: Химия, 1986. – 280 с.
3. *Мурашев В.И.* Исследования по жароупорным железобетонным и армокирпичным конструкциям. – М.: Госстройиздат, 1959. – 344 с.
4. *Силенок С.Г., Грицак Ю.С., Лысенко В.Д., Нефедов Д.Е.* Механическое оборудование для производства вяжущих строительных материалов. – М.: Машиностроение, 1969. – 338 с.
5. *Щербина В.Ю., Чжан Юлин, Самиленко Ю.Н., Бобах В.В.* Моделирование работы вихревого теплообменника в газовом потоке вращающейся печи // Будівельні матеріали, виробы та санітарна техніка: Науково-технічний збірник. – 2009. – Вип. 33. – С. 158–164.
6. *Сахаров О.С., Щербина В.Ю., Гондляр О.В., Сівецький В.І.* САПР. Інтегрована система моделювання технологічних процесів і розрахунку обладнання хімічної промисловості: Навч. пос. – К.: ТОВ “Поліграф Консалтинг”, 2006. – 156 с.

Рекомендована Радою
інженерно-хімічного факультету
НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
3 липня 2009 року