

Рис. 3. Прирост КПД за счет термохимической регенерации.

3. Расчеты показывают, что при использовании ТХР в ДВС, работающих на других видах жидкого топлива (бензине, дизтопливе и др.), повышение КПД будет иметь значение такого же порядка, как и в ДВС, работающих на этаноле.

ЛИТЕРАТУРА

1. Носач В.Г. Энергия топлива. – К.: Наук. думка, 1989. – 148 с.
2. Kweon C.-B., Khinkis M.J., Nosach V.G., Zabransky R.F. Advanced, high-efficiency, ultra-low emission, thermochemically recuperated reciprocating internal combustion engine. – US Patent No. 7210467, May 1, 2007.
3. White W.B., Johnson S.M., Dantzig G.B. Chemical equilibrium in complex mixtures // J. Chem. Phys. – 1958. – V. 28, No. 5. – P. 751 – 755.

Получено 18.03.2008 г.

УДК 536.245: 669.183.213

КОШЕЛЬНИК О.В.

Институт проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКІВ ПРОЦЕСІВ СКЛАДНОГО ТЕПЛООБМІНУ В РЕГЕНЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ З НЕРУХОМОЮ ВОГНЕТРИВКОЮ НАСАДКОЮ НАГРІВАЛЬНИХ І ПЛАВИЛЬНИХ ПЕЧЕЙ

Наведено методику розрахунку процесів складного теплообміну в каналах насадки регенеративних теплообмінників нагрівальних та плавильних печей доменного, коксохімічного, скло-робного виробництв із урахуванням особливостей їхньої експлуатації. Проведено дослідження інтенсивності теплообміну випромінюванням та конвективного для існуючих типів насадок регенераторів з різною формою й розмірами каналів, оцінено вплив окремих параметрів на інтенсивність теплообміну.

Приведена методика расчета процессов сложного теплообмена в каналах насадки регенеративных теплообменников нагревательных и плавильных печей доменного, коксохимического, стекольного производств с учетом особенностей их эксплуатации. Проведены исследования интенсивности теплообмена излучением и конвективного для существующих типов насадок регенераторов с различной формой и размерами каналов, оценено влияние отдельных параметров на интенсивность теплообмена.

The procedure of calculations of the complex heat transfer processes in the checkerwork channels of regenerative heat exchangers of heating and melting furnaces in blast-furnace, coke, and glass melting processes is presented. Analysis of the intensity of radiant and convective heat transfer for the existing types of regenerator checkerworks with various shapes and sizes of channels was carried out, and the influence of different factors on heat transfer intensity was estimated.

a_r – поглинальна здатність газу стосовно випромінювання абсолютно чорного тіла при температурі стінки;
 \bar{a}_r – поглинальна здатність газу з урахуванням додаткових відбиттів і поглинань стосовно випромінювання абсолютно чорного тіла при температурі стінки;
 b – ширина каналу фасонної цегли;
 C_o – стала Стефана – Больцмана;
 d – діаметр;
 $d_{\text{екв}}$ – еквівалентний розмір каналу насадки;
 F – гранична поверхня;
 Gr – число Грасгофа;
 k_r – коефіцієнт ослаблення променів;
 L – довжина;
 Pr – число Прандтля;
 p_r – сумарний парціальний тиск вуглекислого газу й водяної пари;

Re – число Рейнольдса;
 T – температура;
 V – об'єм, займаний газом;
 W – швидкість газів у каналах насадки регенератора;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 ε – поглинальна здатність;
 $\bar{\varepsilon}_r$ – поглинальна здатність газу з урахуванням додаткових відбиттів і поглинань при температурі газу;
 $\mu_{\text{пi}}^0$ – концентрація часток заданої фракції;
 $\rho_{\text{п}}$ – питома густина пилу.

Індекси:

v – випромінювання;
 $г$ – газ;
 $к$ – конвективний;
 $ст$ – стінка.

Вступ

Регенеративні теплообмінники з нерухою вогнетривкою насадкою знайшли широке застосування для високотемпературного (1000...1200 °С) нагріву дуття плавильних печей доменного виробництва, повітря для горіння та низькокалорійної газової суміші нагрівальних коксових печей, а також повітря горіння для плавильних печей скляної промисловості. Незважаючи на однаковість принципу роботи, регенеративні теплообмінники високотемпературних теплотехнологічних установок мають істотні відмінності в конструктивному виконанні та в режимних параметрах, відзначаються умовами експлуатації, що вимагає урахування цих особливостей при теплотехнічних розрахунках [1 – 4].

Постановка задачі

Підвищення ефективності роботи системи регенерації промислових паливних печей може бути досягнуто на основі розв'язання задачі теплообміну в регенеративній насадці та системного аналізу теплового стану теплоакумуючої насадки. Значно ускладнюють розв'язання задачі застосування насадок з різними геометричними характеристиками, використання різних видів вогнетривких матеріалів, необхідність обліку

зміни властивостей теплоносіїв та вогнетривів у широкому температурному діапазоні, урахування умов їх експлуатації. Крім цього, у регенераторах скловарних печей наявна запиленість газового потоку шихтовими матеріалами.

Для моделювання процесів теплообміну у насадці регенераторів нагрівальних та плавильних печей з урахуванням особливостей умов їх експлуатації, а також для діагностики параметрів і вибору ефективних теплових режимів з мінімальними витратами палива в основному агрегаті необхідна розробка уточненої математичної моделі теплообміну та створення відповідного обчислювального комплексу для її реалізації.

Основна частина

Авторами з використанням кінцево-різницевого методу елементарних теплових балансів було створено математичну модель для розрахунків регенеративних теплообмінників нагрівальних та плавильних промислових печей [1, 2]. На основі цієї моделі було розроблено обчислювальний комплекс, за допомогою якого можливо моделювати теплову роботу регенеративних теплообмінників доменних, скловарних та коксових печей, кожний з яких має свої конструктивні особливості [3].

Програмний комплекс складено з окремих логічно-структурних блоків, що описують зв'яз-

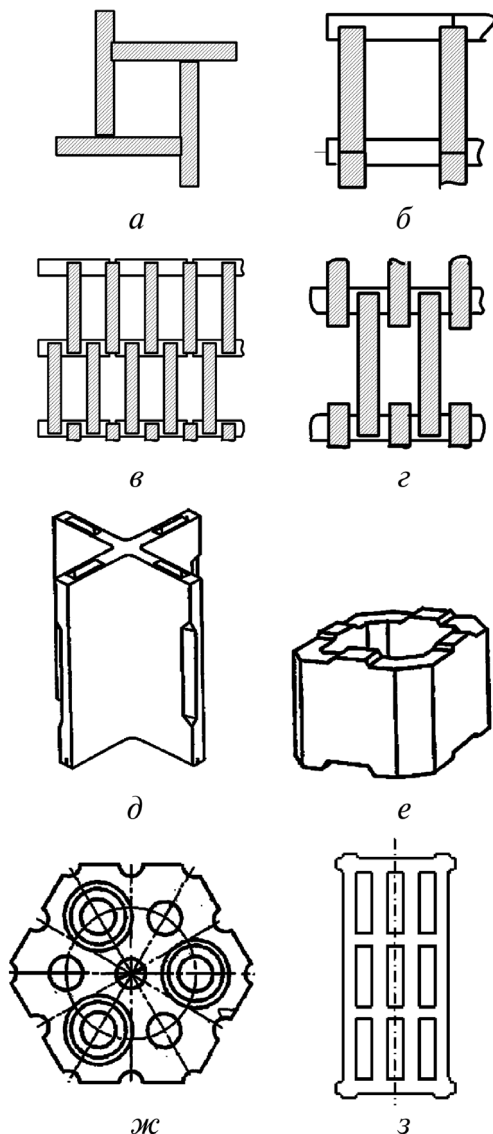


Рис. 1. Типи насадок регенеративних теплообмінників нагрівальних та плавильних печей.

зок теплофізичних процесів, які протікають в теплоакумулюючих елементах насадки, з роботою основного технологічного агрегату. Одним з основних блоків обчислювального комплексу є блок “Тепловіддача”, в якому розраховуються коефіцієнти теплообміну в каналах насадки регенераторів. Питомий тепловий потік, що сприймається вогнетривкими матеріалами насадки, для змішаного радіаційно-конвективного теплообміну можна визначити як суму конвективної та випромінювальної складових. Тоді сумарний коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\kappa} + \alpha_{\nu}$. У період охолодження насадки з урахуванням того, що

повітря є прозорим для випромінювання, коефіцієнт α_{Σ} прийнято рівним α_{κ} .

Вибір критеріальних рівнянь для розрахунку коефіцієнтів конвективного теплообміну в теплоакумулюючих елементах регенератора обумовлений геометрією насадки, теплофізичними властивостями теплоносія та характером його течії. Основні типи сучасних насадок для регенераторів паливних промислових печей наведено на рис. 1.

Регенеративні теплообмінники, що технологічно жорстко пов'язані з промисловими печами, мають різноманітні компоновочні рішення, відзначаються типом насадок та розмірами і формою каналів. Так, для регенераторів скловарних печей застосовуються насадки з суцільними каналами – Каупера, хрестоподібна, Topfstein (рис.1, а, д, е) – та переривчастими каналами – Сименса з зміщеними та незміщеними каналами, Ліхте (рис. 1, б, в, г) – шириною 100...260 мм, що викладаються з вогнетривкої цегли або плавленолитих формових елементів. Для доменних повітрянагрівачів використовують насадки з вогнетривких фасонних блоків з круглими каналами діаметром 25...41 мм (рис.1, ж), а в регенераторах коксових печей – фасонну цеглу з щільними каналами розміром 100×18 мм (рис. 1, з). У створеному обчислювальному комплексі величина коефіцієнта тепловіддачі конвекцією визначалася в залежності від типу насадки та форми каналів з використанням відповідних критеріальних залежностей.

Як відомо, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією залежить від ряду факторів і може бути представлений у вигляді залежності $Nu = f(Re, Pr, Gr, L/d)$, де функція f визначається експериментальним шляхом [4 – 6]. Авторами роботи [7] проведено значний обсяг досліджень процесів конвективного теплообміну для різних типорозмірів насадок у діапазоні чисел Рейнольдса від 600 до 3100. Формули для практичних розрахунків числа Нуссельта мають вигляд $Nu = A + BRe$, а значення коефіцієнтів A та B наведено в табл. 1.

В розробленому обчислювальному комплексі величина α_{κ} при розрахунку регенеративних теплообмінників коксових печей при використанні в насадці фасонної цегли визначалася за формулою Бема [8]:

Табл. 1. Коефіцієнти для розрахунків числа Nu у насадках регенераторів

Тип насадки	A	B
Сименса без зміщення каналів	13	$6,7 \cdot 10^{-3}$
Сименса зі зміщенням каналів	14,2	$7,4 \cdot 10^{-3}$
Каупера	10	$6,91 \cdot 10^{-3}$
Хрестоподібна	10	$6,91 \cdot 10^{-3}$
Topfstein	13	$4,75 \cdot 10^{-3}$

$$\alpha_k = T_r^{0,25} \left(0,9617 + \frac{0,2125W}{d_r^{0,6}} \right). \quad (1)$$

У ВНДІМТ на експериментальній установці було отримано такі рівняння для насадки з шестигранних блоків для доменних повітрянагрівачів у діапазоні чисел Рейнольдса, характерному для режимів роботи теплообмінників даного типу [9]:

$$Nu = 1,83Re^{0,14} \quad \text{для } 795 < Re < 1700; \quad (2)$$

$$Nu = 0,00295Re^{1,31} \quad \text{для } 1700 < Re < 4260; \quad (3)$$

$$Nu = 0,0218Re^{0,8} \quad \text{для } Re > 4260. \quad (4)$$

Стосовно робочих зон промислових печей та каналів теплообмінників питання розрахунків випромінювання газоподібних теплоносіїв викладено в роботах [4, 6, 10, 11]. В промислових печах в основному наявне випромінювання трьохатомних газів – вуглекислого газу та водяної пари. Сумарний ступінь чорноти суміші газів ϵ_a знижується через перекриття смуг поглинання CO_2 і H_2O . У довідковій літературі, наприклад, в роботах [6, 11], наведено графіки залежності ступенів чорноти вуглекислого газу й водяної пари ϵ_r від величин T, p, L . Слід зазначити, що використання графіків для визначення ступеня чорноти газів при розрахунках процесів теплообміну випромінюванням на ЕОМ є достатньо складним для реалізації. Тому на практиці застосовуються наближені методики розрахунку ступеня чорноти димових газів ϵ_r . Так, широке застосування має методика, яку викладено у [12], де ступінь чорноти суміші газів визначається як

$$\epsilon_r = 1 - e^{-k_r p_r L}. \quad (5)$$

У формулі (5) передбачається рівна довжина променів L у всіх напрямках. Для об'ємів газу довільної форми вводиться поняття ефективної довжини променів, яка дорівнює середній довжині шляху пробігу променів до поверхні. Для каналів приймається залежність $L_{\text{эф}} = 0,9d_{\text{екв}}$. В регенераторах коксових печей при використанні фасонної цегли ефективна довжина променів визначається як $L_{\text{эф}} = 1,8b$.

Коефіцієнт послаблення променів газами k_r в залежності (5) розраховується як

$$k_r = \frac{0,8 + 1,6 p_{H_2O}}{\sqrt{p_r L_{\text{эф}}}} (1 - 0,38 \cdot 10^{-3} T_r). \quad (6)$$

Формулу рекомендовано для таких умов: $p_{H_2O} L_{\text{эф}} = 0,08 \dots 0,164 \text{ м} \cdot \text{МПа}$; $p_{CO_2} L_{\text{эф}} = 0,04 \dots 0,13 \text{ м} \cdot \text{МПа}$; $p_{H_2O} / p_{CO_2} = 0,2 \dots 2$; $T_r = 723 \dots 1923 \text{ К}$.

При розрахунку коефіцієнтів теплообміну випромінюванням у каналах насадки регенераторів не можна також нехтувати залишковим випромінюванням стінки та випромінюванням, відбитим від стінки каналів. При цьому за даними [11] результуючий тепловий потік можна подати у вигляді:

$$Q_{\text{рез}} = C_0 \epsilon_{\text{ст}} \left[\epsilon_r \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 \left(1 + \frac{\epsilon_{2r} - \epsilon_r}{\epsilon_r} (1 - \epsilon_{\text{ст}}) + \frac{\epsilon_{3r} - \epsilon_{2r}}{\epsilon_r} (1 - \epsilon_{\text{ст}}^2) + \dots \right) - a_r \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \times \left(1 - \frac{a_{2r} - a_r}{a_r} (1 - \epsilon_{\text{ст}}) + \frac{a_{3r} - a_{2r}}{a_r} (1 - \epsilon_{\text{ст}}^2) + \dots \right) \right] F, \quad (7)$$

де $\epsilon_r, \epsilon_{2r}, \epsilon_{3r}, \dots$ – ступені чорноти шарів газу товщиною $l, 2l, 3l$ й т. д.; $a_r, a_{2r}, a_{3r}, \dots$ – відповідні коефіцієнти поглинання.

Значення ступенів чорноти $\varepsilon_{\text{ст}}$ для різних вогнетривких матеріалів насадок наведено в [4, 6].

Розрахунки з використанням залежності (7) є досить складними, тому для інженерних розрахунків використовують спрощені формули. Так, значення $\alpha_{\text{пр}}$ з достатньою точністю для каналів можна отримати, застосувавши методику, яку викладено в роботі [4]. Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням відшуковується за формулою:

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{5,67 \left[\bar{\varepsilon}_{\text{г}} \left(\frac{T_{\text{г}}}{100} \right)^4 - \bar{a}_{\text{г}} \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right]}{T_{\text{г}} - T_{\text{ст}}} . \quad (8)$$

До формули (8) входять значення $\bar{\varepsilon}_{\text{г}}$ та $\bar{a}_{\text{г}}$, що характеризують поглинальну здатність газу з урахуванням додаткових відбиттів і поглинань. Ці величини можна знайти, розрахувавши еквівалентну збільшену товщину випромінюючого шару $L'_{\text{эф}} = L / \varepsilon_{\text{ст}}^{0,85}$. Далі за знайденими величинами температури газу та стінки, а також добутку ρL розраховують поглинальну здатність ε' . Остаточне значення визначають за формулою $\bar{\varepsilon} = \varepsilon_{\text{ст}} \varepsilon'$.

У регенераторах високотемпературних плавильних комплексів, що використовуються при виробництві скла, має місце запиленість потоку димових газів шихтовими матеріалами. Цей фактор раніше практично не враховувався у відомих методиках теплового розрахунку регенераторів. Виходячи з того, що потік димових газів скловарних печей відносять до слабозапиленних, тут можливо використати принцип адитивності, тобто частинки розглядати як такі, що не взаємодіють [11]. Запилені газові потоки містять тверді частинки неправильної форми з різним діаметром, які не є абсолютно чорними. Тому в розрахунках використовується інтегральний коефіцієнт ослаблення променів частинками $k_{\text{п}}$. Якщо запилені є потоки трьохатомних газів (CO_2 та H_2O), то вони є практично непрозорими для випромінювання. Коефіцієнт ослаблення для таких потоків складається з коефіцієнтів ослаблення трьохатомними газами і зваженими твердими частинками. Сумарна поглинальна здатність шару в такому випадку визначається за формулою:

$$a_{\Sigma} = 1 - e^{-(k_{\text{г}} \rho_{\Sigma} + k_{\text{п}} F_{\text{п}}) L_{\text{эф}}} . \quad (9)$$

Для оцінки поглинальної здатності полідисперсних газових потоків було застосовано залежність, у якій замість діаметра частинки d використовується середній розмір часток пилу $\bar{d}_{\text{п}}$. Осереднення діаметра частинок проводиться за умови забезпечення рівності коефіцієнтів ослаблення для полідисперсного пилу та еквівалентного монодисперсного пилу. Тоді формула для розрахунку $\bar{d}_{\text{п}}$ має такий вигляд

$$\bar{d}_{\text{п}} = \frac{1}{\sum \frac{\mu_{\text{п}i}^0}{\mu_{\text{п}}^0 \cdot d_{\text{п}i}}} . \quad (10)$$

Безрозмірний інтегральний коефіцієнт ослаблення

$$k_{\text{п}} = \sqrt[3]{\frac{\bar{d}_{\text{п}}}{\lambda_{\text{max}}}} B . \quad (11)$$

Тут B – коефіцієнт, що залежить від електродітичних властивостей речовин і геометричних характеристик частинок пилу. Інтегральний ефективний перетин ослаблення $k_{\text{п}} F$ у формулі (9):

$$k_{\text{п}} F = \frac{114,7 B}{\rho_{\text{п}}} \sqrt[3]{\frac{1}{T^2 \bar{d}^2}} . \quad (12)$$

Склад та кількість пилу в газах, що виносяться з варильної зони скловарних печей, визначається їх конструктивними особливостями, складом сировинних компонентів скляної шихти і залежить від технологічних процесів варіння скломаси. Концентрація пилу перед теплообмінником може доходити до 4 г/нм^3 при вологості димових газів $65 \dots 95 \text{ г/м}^3$. Пил у газових потоках являє собою полідисперсні системи з перевагою частинок розміром менше 5 мкм , вміст яких становить близько 62% з питомою поверхнею частинок $2400 \dots 3270 \text{ м}^2/\text{кг}$.

З огляду на те, що середній діаметр частинок пилу при виробництві більшості видів скломаси практично однаковий, можна прийняти середнє значення $\bar{d}_{\text{п}} = 6,2 \text{ мкм}$. Середня густина пилу $\rho_{\text{п}} = 2770 \text{ кг/м}^3$. Тоді формулу для визначення інтегрального ефективного перетину ослаблення можна представити у вигляді:

$$k_{\text{п}} F = 3,03 \sqrt[3]{1/T^2} = 3,03 T^{-0,666} . \quad (13)$$

Табл. 2. Значення коефіцієнтів конвективного теплообміну в каналах

Температура газів, °С	Каупера, хрестоподібна	Topfstein	Сименса без зміщення каналів	Сименса зі зміщенням каналів
	$\alpha_k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$			
400	10,74	11,06	11,75	14,10
600	12,56	13,0	13,93	17,52
800	14,42	14,98	16,15	18,34
1000	16,26	16,93	18,34	20,13
1200	18,05	18,84	20,49	22,49
1400	19,8	20,7	22,6	24,8

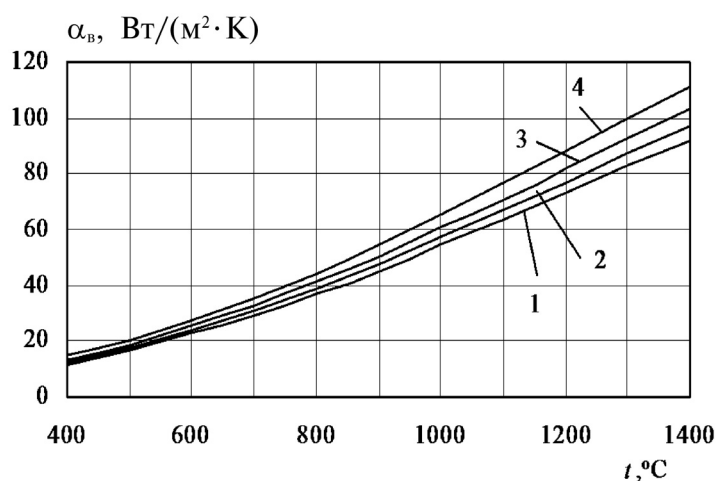


Рис. 2. Значення коефіцієнтів теплообміну випромінюванням у каналах насадки з урахуванням та без урахування запиленості потоку:

1 – $\mu = 0 \text{ г}/\text{м}^3$; 2 – 2; 3 – 3; 4 – 4.

Сумарна поглинальна здатність газу із урахуванням залежності (13) має вигляд

$$a_{\Sigma} = 1 - e^{-(k_{\Gamma} p_{\Sigma} + 3,03 T^{-0,666} \mu) l} \quad (14)$$

Нами було виконано розрахункові дослідження з метою визначення зміни інтенсивності теплообміну в каналах регенераторів промислових печей при різних параметрах теплоносіїв. В табл. 2 наведено значення коефіцієнтів тепловіддачі для різних типів насадок регенераторів скловарних печей для сталого розміру каналів 140 мм. Швидкість руху димових газів – 0,4 м/с. Значення чисел Рейнольдса змінювалось при цьому від 1334 до 2396.

Як показали результати розрахунків, коефіцієнт конвективного теплообміну має більшу

величину в насадках з переривчастими каналами. Це обумовлено зміною напрямку течії теплоносія та більшою турбулізацією потоку. Але при виборі найбільш ефективної насадки регенераторів потрібно також враховувати величину питомої поверхні теплообміну елемента. Найбільшу теплообмінну поверхню при однакових розмірах каналу мають насадки Ліхте та Topfstein [2]. Тому найбільш доцільним є застосування цих типів насадок у регенераторах скловарних печей.

На рис. 2 наведено результати розрахунків коефіцієнтів теплообміну випромінюванням у каналах насадки регенеративних теплообмінників скловарної печі з виробництва скловолкна при зміні концентрації частинок пилу μ від 0 до 4,0 мг/м³ (розмір каналу – 160 мм, швидкість димових газів – 0,4 м/с). Як видно з рисунка, коефіцієнт теплообміну випромінюванням збільшується з рівнем запиленості газового потоку, що особливо помітно при температурах, вищих за 900 °С. При $T_{\Gamma} = 1400$ °С спостерігається збільшення коефіцієнта теплообміну випромінюванням на 22 % при значенні $\mu = 4,0$ мг/м³, тоді як відповідно для більш низьких значень температур потоку вплив запиленості буде значно меншим.

Для доменних повітрянагрівачів на металургійних підприємствах України використовується в основному блочна насадка з середнім гідравлічним діаметром 41 мм. Розроблено перспективні насадки даного типу із зменшеним до 25...30 мм розміром каналу. Їх застосування дозволить підвищити інтенсивність теплообміну за рахунок збільшення швидкості руху теплоносіїв та поверхні нагріву. Але це потребує також проведення додаткових аеродинамічних розрахунків та

розрахунків термонапруженого стану насадки з урахуванням нестационарності процесів теплообміну в регенераторах.

Для регенераторів коксових печей при застосуванні насадок з фасонної цегли з щільними каналами значення коефіцієнтів складного теплообміну складають незначну величину — 15...20 Вт/(м²·К), але за рахунок розвиненої поверхні нагріву фасонної цегли ефективність теплообміну в насадці досить висока, незважаючи на відносно невеликі розміри насадочної камери регенераторів у порівнянні з іншими печами.

ВИСНОВКИ

1. Представлено методику розрахунку процесів складного теплообміну в каналах вогнетривкої насадки регенеративних теплообмінників різної конструкції плавильних та нагрівальних печей доменного, коксового і скляного виробництв. Розроблену методику використано при створенні обчислювального комплексу, що дало змогу моделювати процеси теплообміну в насадці регенераторів з урахуванням особливостей їх промислової експлуатації.

2. Виконано дослідження інтенсивності теплообміну випромінюванням та конвективного для існуючих типів теплоакмулюючих насадок регенераторів з різною формою та розмірами каналів, оцінено вплив окремих параметрів на інтенсивність теплообміну, що має практичне значення для вибору ефективних типів насадок та теплових режимів системи регенерації теплоти паливних печей.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кошельник А.В. Математическая модель многокамерных регенераторов плавильных агрегатов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2007. — №1/2 (25). — С. 51 — 54.

2. Кошельник В.М., Кошельник А.В. Уточненная математическая модель доменного воздухонагревателя // Вестник ХГПУ. — 1999. — Вып. 49. — С. 113 — 117.

3. Кошельник О.В. Методика створення універсального обчислювального комплексу для моделювання регенеративних теплообмінників високотемпературних плавильних агрегатів // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2007. — №2/3 (26). — С. 47 — 50.

4. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. — М.: Энергоиздат, 1981. — 384 с.

5. Шак А. Промышленная теплопередача. Теория и ее практическое применение. — М.: Металлургиздат, 1961. — 524 с.

6. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 367 с.

7. Schmalenbach В. Influence of Gas Velocity and Current Characteristics on the Thermal Efficiency of Regenerative Chambers // InterCeram. — 1986. — V. 35. — P. 42 — 44.

8. Вирозуб И.В., Ивницкая Н.С., Лейбович Р.Е. и др. Расчеты коксовых печей и процессов коксования с применением ЭВМ. — К.: Вища школа, 1989. — 304 с.

9. Шкляр Ф.Р., Малкин В.М., Каштанова С.П. и др. Доменные воздухонагреватели (конструкция, теория, режимы работы). — М.: Metallurgia, 1982. — 176 с.

10. Ключников А.Д., Кузьмин В.Н., Попов С.К. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 176 с.

11. Блох А.Г., Журавлёв Ю.А., Рыжков Л.Н. Теплообмен излучением: Справочник. — М.: Энергоатомиздат, 1991. — 432 с.

12. Гурвич А.М., Митов В.В. Излучение дымовых газов // Теплоэнергетика. — 1955. — № 12. — С. 28 — 31.

Получено 28.04.2008 г.