

Математичне моделювання теплової роботи металевого трубчастого рекуператора (перевірочний метод)

П.А. СЛОВІКОВСЬКИЙ, Н.В. СЛІПЧЕНКО

Дніпродзержинський державний технічний університет

Разработан поверочный метод расчёта трубчатого металлического рекуператора. Составлена математическая модель расчёта тепловой работы рекуператора, которая может быть использована для нахождения оптимальной конструкции теплообменника на стадии проектирования.

Розроблено перевірочний метод розрахунку трубчастого металевого рекуператора. Складено математичну модель розрахунку теплової роботи рекуператора, що може бути використана для знаходження оптимальної конструкції теплообмінників на стадії проектування.

Checking calculation method for metallic tubular recuperator is developed. Mathematical model of recuperator's heat work calculation is formed. This model can be used to find the optimum heat exchanger's construction at the project stage.

Вступ. Рекуперация вторинних енергетичних ресурсів – важлива і багатовимірна проблема сучасного енергетичного господарства країни. Моделювання теплової роботи утилізаторів на стадії проектування за сучасних можливостей ЕОМ дає змогу перебору великої кількості варіантів для знаходження енергетично і економічно вигідного варіанту теплообмінника.

Постановка проблеми. Існуючі методи розрахунку рекуперативних теплообмінників ґрунтуються на визначенні необхідної поверхні теплообміну для забезпечення заданої температури підігріву повітря [1]. Розрахована площа визначає габарити теплообмінника і його конструктивні розміри. Але в практичній роботі частіше доводиться мати справу з тим, що габаритні розміри рекуперативного теплообмінника визначаються місцем його установлення і задача розрахунку теплообмінника зводиться до обчислення умов теплообміну, кінцевих температур теплоносіїв і знаходження найбільш оптимальних конструкцій теплообмінника.

За наявності великої кількості публікацій з описом методик розрахунків рекуператорів в жодній з них не знайдено чітко сформульованої методики перевірочного розрахунку трубчастих металевих рекуператорів. Наприклад, в [2] наведено алгоритм і мету перевірочного розрахунку теплообмінника; зазначено, що коефіцієнт теплопередачі визначається так само, як і при проведенні теплового конструктивного розрахунку. При цьому авторами не пояснено спосіб знаходження величини температурного напору, без якого визначення коефіцієнту теплопередачі теплообмінника є неможливим.

Постановка завдання. Нами запропоновано перевірочний метод розрахунку металевого трубчастого рекуператора заданих конструктивних розмірів [3], оснований на методі послідовних наближень. Для розрахунку обрано рекуператор, конструкція якого наведена на рисунку 1.

Цей рекуператор складається з двох блоків труб 2 і 4, з'єднаних між собою перехідною камерою 3. Повітря входить у повітряний колектор 1, рухається по трубах (зовнішні діаметри позначено для першого і другого блоків відповідно d_1 і d_2), а відхідні димові газу омивають ці труби ззовні. В перехідній камері відбувається змішення повітря, що пройшло перший блок труб, і поворот його на 180° для заходу у другий блок труб. Після проходження другого блоку повітря залишає ре-

куператор через колектор 5 з кінцевою температурою підігріву.

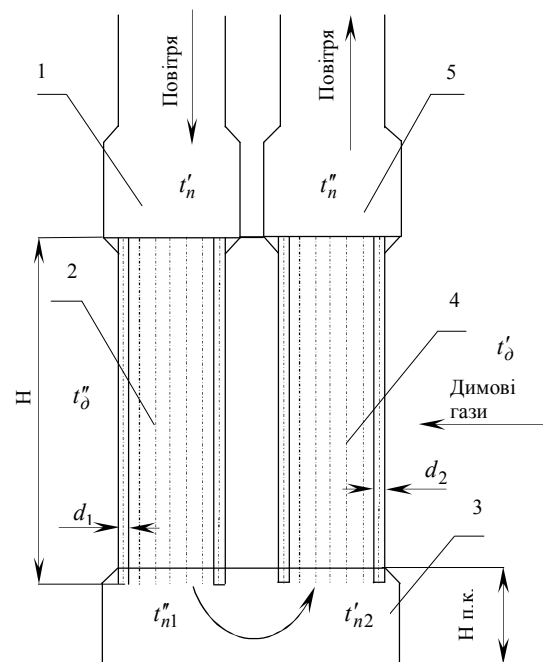


Рис. 1. Схема металевого трубчастого рекуператора

Математична модель теплової роботи трубчастого рекуператора. Вихідними даними для проведення розрахунку є початкова температура повітря t'_n ; початкова температура димових газів t'_d , $^\circ\text{C}$; витрати теплоносіїв (для повітря - V_1 , $\text{м}^3/\text{с}$, для димових газів - V_2 , $\text{м}^3/\text{с}$); зовнішні діаметри труб першого і другого блоків відповідно d_1 і d_2 , м; товщини стінок труб δ_{mp1} і δ_{mp2} , м; висота рекуператора H , м; кількість труб поперек і по ходу руху димових газів для кожного блоку відповідно z_1 і z_2 , шт.; поперечний s_1 і поздовжній s_2 кроки труб, склад відхідних димових газів.

В результаті проведення розрахунку будуть встановлені кінцеві температури підігріву повітря t''_n ,

°С, і охолодження димових газів t''_d , °С, (за першим блоком рекуператора).

Розрахункові формули є однаковими для першого і другого блоків і відрізняються лише індексами ("1" - для першого і "2" - для другого блоку за винятком позначень $z1$, $z2$, $s1$, $s2$, які мають подвійну індексацію при віднесенні до певного блоку). Перевірочний розрахунок теплової роботи рекуператора починається з розрахунку першого блоку труб (позиція 2 на рисунку1).

Дійсна поверхня теплообміну першого блоку труб F_d , м², розраховується за заданими конструктивними розмірами:

$$F_d = \pi \times d_1 \times K_{mp} \times H, \quad (1)$$

де K_{mp} - загальна кількість труб першого блоку, шт.

Загальна кількість труб блоку залежить від типу розташування труб рекуператора, яке може бути коридорним чи шаховим (рисунки 2 і 3).

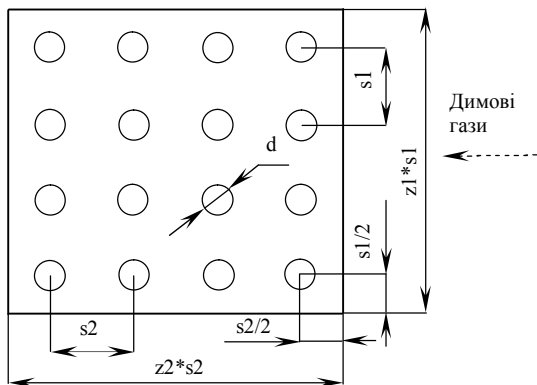


Рис. 2. Схема коридорного розташування труб в блоці рекуператора

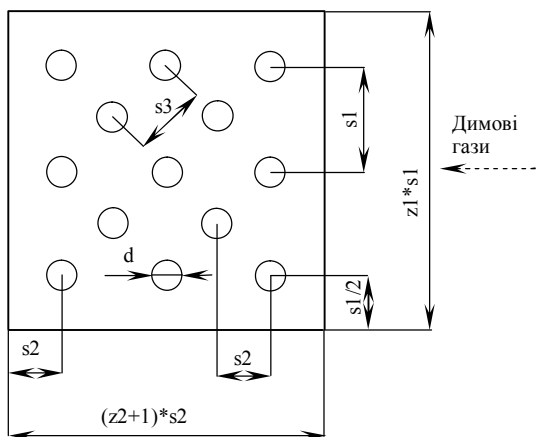


Рис. 3. Схема шахового розташування руб в блоці рекуператора

Кількість труб:

- при коридорному розташуванні:

$$K_{mp} = z1 \times z2; \quad (2)$$

- при шаховому розташуванні:

$$K_{mp} = (z1 \times z2) - \frac{z2}{2}, \quad (3)$$

при цьому слід зазначити, що для шахового розташування труб рекуператора кількість труб $z1$ визначається кількістю труб першого зовнішнього ряду труб поперек ходу димових газів (так на рисунку 3 $z1=3$).

Гідравлічні діаметри для проходу повітря d_n^e і димових газів d_d^e :

$$d_n^e = d_{внут1}; \quad (4)$$

- для коридорного розташування труб:

$$d_d^e = \frac{2 \times H \times (s1 - d_1)}{H + (s1 - d_1)} \quad (5)$$

- для шахового розташування труб:

$$d_d^e = \frac{2 \times H \times (s3 - d_1)}{H + (s3 - d_1)}, \quad (6)$$

де $d_{внут1}$ - внутрішній діаметр труб першого блоку, м; $s3$ - діагональний крок труб при шаховому розташуванні труб.

Внутрішній крок труб визначається виразом:

$$d_{внут1} = d_1 - 2 \times \delta_{mp1}. \quad (7)$$

Діагональний крок труб визначається як:

$$s3 = \sqrt{2 \times s2^2}. \quad (8)$$

Швидкості руху повітря w_n , м/с, і димових газів w_d , м/с, визначаються за рівняннями:

$$w_n = \frac{4 \times V_1}{\pi \times K_{mp} \times d_{внут1}^2}; \quad (9)$$

- для коридорного розташування труб:

$$w_d = \frac{V_2}{H \times z1 \times (s1 - d_1)}, \quad (10)$$

- для шахового розташування труб:

$$w_d = \frac{V_2}{(H \times (s3 - d_1) \times (z1 + (z1 - 1)))}. \quad (11)$$

Кількість тепла, що вноситься в перший блок рекуператора з димовими газами q'_d , Вт:

$$q'_d = V_2 \times c'_d \times t'_d, \quad (12)$$

де c'_d - дійсна теплоємність димових газів при початковій температурі, Дж/(м³·°С).

Для визначення c'_d слід розрахувати дійсну теплоємність кожного з компонентів димових газів за апроксимаційним виразом з [4]:

$$c'_{кдг} = c_0 + c_1(t'_d/100) + c_2(t'_d/100)^2 + c_3(t'_d/100)^3, \quad (13)$$

де $c'_{кдг}$ - дійсна теплоємність компоненту димових газів при температурі t'_d , Дж/(м³·°С);

c_0 , c_1 , c_2 , c_3 - коефіцієнти, значення яких наведено в таблиці 1.

Кількість тепла, яке втрачається з димовими газами, що залишають рекуператор (за першим блоком), q''_d , Вт:

$$q''_d = V_2 \times c''_d \times t''_d, \quad (14)$$

де t''_d - кінцева температура димових газів за першим блоком рекуператора, °С;

c''_d - дійсна теплоємність димових газів при попередній кінцевій температурі, Дж/(м³·°С).

Температуру t'_δ в першому наближенні приймаємо:

$$t'_\delta = t'_\delta - 200. \quad (15)$$

Теплоємність c'_δ розраховується через дійсні теплоємності компонентів димових газів, що визначаються виразом (13) при температурі t'_δ .

Кількість тепла $q_{\text{дим}}$, Вт, використаного в першому блоці рекуператора з врахуванням 10% втрат в навколишнє середовище, складе:

$$q_{\text{дим}} = 0,9 \times (q'_\delta - q''_\delta). \quad (16)$$

Кількість тепла, що вноситься в рекуператор з повітрям при початковій температурі повітря, q'_n , Вт:

$$q'_n = V_1 \times c'_n \times t'_n = V_1 \times i'_n, \quad (17)$$

де c'_n – дійсна теплоємність повітря при початковій температурі, Дж/(м³·°C);

i'_n – ентальпія повітря на вході в рекуператор, Дж/м³.

Теплоємність повітря c'_n можна визначити з апроксимаційного виразу [4]:

$$c'_n = c_0 + c_1(t'_n/100) + c_2(t'_n/100)^2 + c_3(t'_n/100)^3 \quad (18)$$

де c'_n – дійсна теплоємність повітря при t'_n , Дж/(м³·°C);

c_0, c_1, c_2, c_3 – коефіцієнти (таблиця 1).

Таблиця 1. Коефіцієнти формул (13) і (18)

Коефіцієнт	Повітря	Компонент димових газів			
		O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
c ₀	1274,5	1295,4	1273,2	1642,1	1467,5
c ₁	32,72	49,24	28,4	161,5	50,12
c ₂	-0,832	-2,261	-0,43	-8,55	0,559
c ₃	0,0055	0,042	-0,005	0,158	-0,04

Ентальпія повітря на виході з першого блоку i''_n , Дж/м³:

$$i''_{n1} = \frac{q_{\text{дим}}}{V_1} + i'_n. \quad (19)$$

Кінцева температура повітря t''_{n1} , °C, визначається методом послідовних наближень з похибкою не більше, ніж 1%. Для цього попередньо приймається, що:

$$t''_{n1} = t'_n + 1. \quad (20)$$

Дійсна теплоємність повітря на виході з першого блоку c''_{n1} , Дж/(м³·°C), розраховується за формулою (18) при попередній кінцевій температурі повітря t''_{n1} .

Тоді ентальпія повітря складе:

$$i_n = t''_{n1} \times c''_{n1}. \quad (21)$$

Похибка визначення ентальпії складе:

$$P_i = \left| \frac{i_n - i''_{n1}}{i_n} \right| \times 100\%. \quad (22)$$

Якщо похибка P_i виявиться меншою 1%, то прийняте значення кінцевої температури повітря приймають до подальших розрахунків; в іншому випадку – попередню кінцеву температуру повітря збільшують на 0,5°C і по-

вторюють розрахунок знову з місця, де визначається c''_{n1} .

Визначивши середньоарифметичні значення температур повітря і димових газів в блоці рекуператора:

$$t_n^{cep} = \frac{t'_n + t''_{n1}}{2}; \quad (23)$$

$$t_\delta^{cep} = \frac{t'_\delta + t''_\delta}{2}, \quad (24)$$

можна розрахувати фактичні швидкості теплоносіїв:

$$w_n^\phi = w_n \times \left(1 + \frac{t_n^{cep}}{273}\right), \quad (25)$$

$$w_\delta^\phi = w_\delta \times \left(1 + \frac{t_\delta^{cep}}{273}\right). \quad (26)$$

Середньо логарифмічна різниця температур у першому блоці рекуператора:

$$t_{cp,лог} = \frac{\tau_n - \tau_k}{2,3 \cdot \lg \frac{\tau_n}{\tau_k}}, \quad (27)$$

де τ_n, τ_k – прийнято для протитоку без поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ з огляду на її малість [1]:

$$\tau_n = t'_\delta - t''_{n1} \quad (28)$$

$$\tau_k = t'_\delta - t'_n. \quad (29)$$

Тепловіддача на повітряній стороні рекуператора йде конвективним шляхом, а на димовій – конвективним шляхом і шляхом випромінювання.

Коефіцієнт теплопередачі блоку теплообмінника k , Вт/(м²·°C), розраховується за рівнянням [1]:

$$k = \frac{\alpha_n \cdot \alpha_\delta}{\alpha_n + \alpha_\delta}, \quad (30)$$

де α_n – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на повітряній стороні рекуператора, Вт/(м²·°C);

α_δ – сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією й випромінюванням на димовій стороні, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_\delta = \alpha_\delta^{конв} + \alpha_\delta^{випр}. \quad (31)$$

де $\alpha_\delta^{конв}$ – коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінок рекуператора конвекцією, Вт/(м²·°C);

$\alpha_\delta^{випр}$ – коефіцієнт тепловіддачі від димових газів до стінок рекуператора випромінюванням, Вт/(м²·°C).

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на повітряній стороні визначиться в залежності від режиму руху потоку повітря (ламінальний, перехідний, турбулентний), що визначається критерієм Рейнольдса [1]:

$$Re = \frac{w_n^\phi \times d_n^e}{\nu_n}, \quad (32)$$

де ν_n – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с.

Турбулентний режим руху газу визначається значеннями критерію Рейнольдса $Re > 5 \cdot 10^3$, перехідний

$Re = 2 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^3$ і ламінальний $Re < 2 \cdot 10^3$ [1].

Отже, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на повітряній стороні:

для турбулентного режиму:

$$\alpha = 0,023 \times \frac{\lambda_n}{d_n^e} \times Re^{0,8} \times Pr_n^{0,4} \quad (33)$$

для перехідного режиму:

$$\alpha = 0,00365 \times \frac{\lambda_n}{v_n} \times w_n^{\phi} \times \text{Pr}_n \quad (34)$$

для ламінарного режиму:

$$\alpha = 0,17 \times \frac{\lambda_n}{d_n^e} \times \text{Re}^{0,33} \times \text{Pr}_n^{0,43}, \quad (35)$$

де λ_n – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м · °С);

Pr_n – критерії Прандтля для повітря.

Емпіричні залежності для визначення величин $v_n, \lambda_n, \text{Pr}_n$, що входять до формул (32)-(35), були отримані на основі графічно-аналітичної обробки даних з [5].

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{\delta}^{\text{випр.}}$ на димовій стороні може бути визначений за наступною формулою [1]:

$$\alpha_{\delta}^{\text{випр.}} = 1,163 \times M \times \varepsilon_{\delta}, \quad (36)$$

де ε_{δ} – ступінь чорноти випромінювання димових газів;

M – множник, що є основною функцією четвертих ступенів абсолютних температур димових газів і стінки рекуператора.

Ступінь чорноти випромінювання продуктів згоряння ε_{δ} визначається сумуванням ступіней чорнот CO_2 і H_2O з урахуванням коефіцієнту β , тобто [1]:

$$\varepsilon_{\delta} = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \times \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (37)$$

де $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ – ступінь чорноти випромінювання CO_2 ;

$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ – ступінь чорноти випромінювання H_2O ;

β – поправочний коефіцієнт.

Використовуючи роботу [4], представимо ступінь чорноти CO_2 і H_2O і коефіцієнт β в аналітичній формі:

$$\varepsilon_{\text{CO}_2} = \exp\{-[1,4918 + A + B + C]\}, \quad (38)$$

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = \exp[0,5708 - D - E], \quad (39)$$

$$\beta = 1 + \left(-5,0 + 5,3114 \cdot C_{\text{H}_2\text{O}}^{-0,01191}\right) p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,74+0,03705 C_{\text{H}_2\text{O}}^{-0,1561}}, \quad (40)$$

$$\text{де } A = 0,398 C_{\text{CO}_2}^{-0,2609}; \quad (41)$$

$$B = (0,053 - 0,1239 C_{\text{CO}_2}^{0,1718}) \times (t_{\delta}^{\text{cep}} / 100); \quad (42)$$

$$C = (0,003504 + 0,0009446 C_{\text{CO}_2}^{0,547}) \times (t_{\delta}^{\text{cep}} / 100)^2; \quad (43)$$

$$D = 1,2016 C_{\text{H}_2\text{O}}^{-0,2146}; \quad (44)$$

$$E = (0,0038 + 0,05133 C_{\text{H}_2\text{O}}^{-0,2105}) \times (t_{\delta}^{\text{cep}} / 100); \quad (45)$$

$C_{\text{CO}_2} = p_{\text{CO}_2} \cdot l_{\text{ef}}$ – добуток парціального тиску газу CO_2 на ефективну довжину променів;

$C_{\text{H}_2\text{O}} = p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot l_{\text{ef}}$ – добуток парціального тиску газу H_2O на ефективну довжину променів;

$p_{\text{CO}_2}, p_{\text{H}_2\text{O}}$ – відповідно парціальний тиск CO_2 і H_2O , кгс/см²;

l_{ef} – ефективна довжина променів, м.

Ефективна довжина променів визначиться за рівнянням з [4] і в нашому випадку матиме вигляд:

- для коридорного розташування труб:

$$l_{\text{ef}} = \frac{1,7 \times H (K_{\text{mp}} s_1 s_2 - \pi K_{\text{mp}} \frac{d_1^2}{4})}{H \times (s_2 z_2 + s_1 z_1 + 1,57 K_{\text{mp}} d_1) + s_1 s_2 K_{\text{mp}} - \pi K_{\text{mp}} \frac{d_1^2}{4}};$$

- для шахового розташування труб:

$$l_{\text{ef}} = \frac{1,7 H \times (z_1 s_1 s_2 (z_2 + 1) - \pi K_{\text{mp}} \frac{d_1^2}{4})}{H (z_1 s_1 + (z_2 + 1) + \pi K_{\text{mp}} \frac{d_1^2}{4}) + z_1 s_1 s_2 (z_2 + 1) - \pi K_{\text{mp}} \frac{d_1^2}{4}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією на димовій стороні [1]:

- при коридорному розташуванні труб:

$$\alpha_{\delta}^{\text{конв.}} = 0,2 \frac{\lambda_{\delta} \cdot \text{Pr}_{\delta}^{0,35}}{(d_{\delta}^e)^{0,36}} \times \left(\frac{w_{\delta}^{\phi}}{v_{\delta}}\right)^{0,64}, \quad (48)$$

де λ_{δ} – коефіцієнт теплопровідності димових газів,

Вт/(м · °С); v_{δ} – коефіцієнт кінематичної в'язкості димових газів при середній температурі, м²/с; Pr_{δ} – коефіцієнт Прандтля для димових газів;

- при шаховому розташуванні труб і $\frac{s_2 - d_{\delta}^e}{s_3 - d_{\delta}^e} \geq 0,7$:

$$\alpha_{\delta}^{\text{конв.}} = 0,334 \frac{\lambda_{\delta} \text{Pr}_{\delta}^{0,35}}{(d_{\delta}^e)^{0,40}} \left(\frac{s_2 - d_{\delta}^e}{s_3 - d_{\delta}^e}\right), \quad (49)$$

- при шаховому розташуванні труб і $\frac{s_2 - d_{\delta}^e}{s_3 - d_{\delta}^e} < 0,7$:

$$\alpha_{\delta}^{\text{конв.}} = 0,305 \frac{\lambda_{\delta} \text{Pr}_{\delta}^{0,35}}{(d_{\delta}^e)^{0,4}} \times \left(\frac{w_{\delta}^{\phi}}{v_{\delta}}\right)^{0,60} \quad (50).$$

Емпіричні залежності для визначення величин $v_{\delta}, \lambda_{\delta}, \text{Pr}_{\delta}$, що входять до формул (48)-(50), були отримані на основі графічно-аналітичної обробки даних з [5].

Після визначення коефіцієнта теплопередачі визначається необхідна розрахункова поверхня нагріву рекуператора F_n , м²:

$$F_n = \frac{q_{\text{дйм}}}{k \times t_{\text{ср.лог}}}. \quad (51)$$

Після цього визначається похибка визначення поверхні теплообміну рекуператора P :

$$P = \left| \frac{F_{\delta} - F_n}{F_{\delta}} \right| \times 100\%, \quad (52)$$

яка не повинна перевищувати 1 %. Якщо похибка виявляється більшою, ніж 1 %, то кінцеву температуру димових газів за першим блоком труб попередньо збільшують на 0,5 °С і повторюють розрахунок з місця, де визначається дійсна теплоємність димових газів при кінцевій температурі.

Якщо похибка P виявиться меншою 1 %, то кінцеве значення температури повітря на виході з першого блоку t_{n1}'' (рисунок 1) приймається за початкове значення температури повітря для другого блоку рекуператора $t_{n2}' = t_{n1}''$ (рисунок 1), і аналогічно проводиться розрахунок другого блоку. Після розрахунку другого блоку отримується значення кінцевої температури ди-

мових газів за другим блоком. Цю температуру приймають рівною початковій температурі димових газів для першого блоку і проводиться розрахунок обох блоків знову. Теплова робота рекуператора таким чином розраховується методом послідовних наближень до моменту, коли

$$\left| \frac{t_n^{poz2} - t_n^{poz1}}{t_n^{poz2}} \right| \times 100\% < 1\% ; \quad (53)$$

$$\left| \frac{t_\delta^{poz2} - t_\delta^{poz1}}{t_\delta^{poz2}} \right| \times 100\% < 1\% , \quad (54)$$

де t_n^{poz2} , t_n^{poz1} – відповідно кінцева температура повітря на виході з другого блоку труб при двох послідовних розрахунках рекуператора, °С; t_δ^{poz2} , t_δ^{poz1} – відповідно кінцева температура димових газів за першим блоком труб при двох послідовних розрахунках рекуператора, °С.

Висновки

1. Розроблено алгоритм перевірного розрахунку металевого трубчастого рекуператора, на основі

якого складено математичну модель його теплової роботи.

2. Використання розробленої математичної моделі на етапі проектування дозволяє знайти оптимальні конструктивні співвідношення розмірів теплообмінника при заздалегідь заданих габаритах для забезпечення необхідного рівня підігріву повітря.

ЛІТЕРАТУРА

1. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. – М., «Металлургия», 1975 – 296 с.
2. Бакластов А.М., Горбенко В.А., Данилов О.Л. Промышленные тепломассообменные процессы и установки. – М., Энергоатомиздат, 1986 – 328 с.
3. Справочник конструктора печей прокатного производства, т.1., Под ред. В.М. Тымчака. – М., «Металлургия», 1969 – 576 с.
4. Маковский В.А., Лаврентик И.И. Алгоритмы управления нагревательными печами. – М., «Металлургия», 1977 – 184 с.
5. Китаев Б.И. и др. Теплотехнические расчёты нагревательных печей. – М., «Металлургия», 1970 – 528с.

пост. 31.01.08.

Исследование тепловых возмущений в формирующейся непрерывнолитой заготовке, вызванных отклонениями работы ЗВО

А.Б. БИРЮКОВ, В.В. КРАВЦОВ, В.М. ПОНОМАРЕВ, О.Ю. ДЫЛЕВА

Донецкий национальный технический университет

За допомогою метода математичного моделювання отримано розрахункові дані щодо величини температурних збурень та швидкості їх розповсюдження в масиві безперервнолитої заготовки для деяких випадків несиметричного охолодження поверхні заготовки в ЗВО.

With the use of mathematical simulation method calculated data as for value of temperature disturbance and speed of its spread in the body of continuous ingot for some cases of non-symmetrical ingot surface cooling in SCZ is got

При помощи метода математического моделирования получены расчетные данные о величине температурных возмущений и скорости их распространения в массиве непрерывнолитой сортовой заготовки для некоторых случаев несиметричного охлаждения поверхности заготовки в ЗВО.

В настоящее время украинские металлургические предприятия, располагающие высокоскоростными сортами МНЛЗ, специализируются в основном на разливке марок стали, предназначенных для дальнейшего производства строительного проката. В значительной мере эта ситуация определяется структурой заказов, однако, очевидно, что для повышения конкурентоспособности отечественные металлургические предприятия должны быть готовы к тому, чтобы в любой момент времени перейти на разливку высококачественных марок стали.

Но такой переход сопряжен со сложностями, связанными с одной стороны с повышенными требованиями к качеству заготовок из таких марок стали, а с другой, с их склонностью к трещинообразованию. Таким образом, разливка высококачественных марок ста-

ли предполагает необходимость целенаправленного управления температурным полем заготовки на более высоком уровне, чем это делается при отливке сталей обыкновенного качества.

Эффективное управление температурным полем заготовки предполагает предварительное глубокое исследование зависимости температурного поля заготовки от параметров работы ЗВО, как в стандартных, так и в нестандартных ситуациях.

При помощи современных средств математического моделирования проведено достаточно много исследований температурного поля заготовок при работе МНЛЗ в расчетных условиях [1-3]. Однако работ, посвященных исследованию температурного поля заготовок при отклонениях работы ЗВО от нормы недостаточно. Некоторые аспекты работы слябовых МНЛЗ при