УДК 621.783.23.004.67

Ю.М. Радченко [(1)], доцент, к.т.н.
О.М. Баришенко [(2)], доцент, к.т.н.
К.В. Фідзевич [(1)], студент

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ ПРОХІДНОЇ ПЕЧІ КОНВЕЄРНОГО ТИПУ

[(1)] *Національна металургійна академія України, Дніпропетровськ,*
[(2)] *Запорізька державна інженерна академія*

Выполнен анализ тепловой работы проходной печи конвейерного типа для противофлокенной обработки железнодорожных колес. Разработан вариант ее реконструкции и показана возможность осуществления данного мероприятия.

Ключевые слова: проходная конвейерная печь, тепловая работа, протифлокенная обработка колес, рециркуляция, электрический калорифер

Виконано аналіз теплової роботи прохідної печі конвеєрного типу для протифлокенної обробки залізничних коліс. Розроблено варіант її реконструкції та показано можливість реалізації такого заходу.

Ключові слова: прохідна конвеєрна піч, теплова робота, протифлокенна обробка коліс, рециркуляція, електричний калорифер

Thermal work of conveyer furnace of pusher type for antiflake treatment of railway wheels is analyzed. The variant of its reconstruction is worked out and possibility of realization of this measure is elaborated.

Keywords: conveyer furnace of pusher type, thermal work, antiflake treatment of wheels, recirculation, electric heater

Вступ. Нагрівальні та термічні печі, що використовують у металургії та машинобудуванні України, є універсальними агрегатами, які забезпечують теплову обробку значного сортаменту металу, проте зазначені печі працюють у рамках застарілих технологій і, як правило, є фізично зношеними. Тому необхідно здійснювати реконструкцію виробництва та створити економічно ефективні й екологічно безпечні технології.

До останнього часу енергозбереження під час нагрівання металу в печах було пов'язане із напрямами оптимізації та раціоналізації режимів нагрівання металу; підвищення ефективності роботи агрегатів, які утилізують теплоту продуктів згоряння, а також зниження теплових втрат із робочого об'єму [1].

Зазначеними напрямами сьогодні практично вичерпано свої можливості вдосконалення теплової роботи пічних агрегатів, що спричинює необхідність ретельного аналізу технологічних процесів для пошуку нових нестандартних підходів до модернізації виробництва.

Постановка задачі. Метою даної роботи є визначення шляхів підвищення енергетичної ефективності прохідної печі конвеєрного типу для термообробки залізничних коліс за умов ВАТ «Інтерпайп НТЗ» та розробка варіанту реконструкції обраного теплового агрегату.

Основна частина досліджень. В Україні ВАТ «Інтерпайп НТЗ» є найбільшим

© Радченко Ю.М., Баришенко О.М., Фідзевич К.В., 2014

виробником і постачальником сталевих труб широкого спектру вживання, а також одним із виробників залізничних коліс і бандажів. Зазначене багатопрофільне сучасне підприємство має власний сталеплавильний комплекс, п'ять трубопрокатних, колесопрокатне та колесобандажне виробництво.

Суцільнокатані колеса для залізничного транспорту відносяться до спеціальних видів прокату. Сортамент коліс, що виробляють на підприємстві, наведено у табл. 1.

Таблиця 1 – *Сортамент суцільнокатаних залізничних коліс*

Найменування	Маса колеса, кг
колеса для вантажних/пасажирських вагонів, діаметр 950 мм	450/370
колеса для тепловозів, діаметр 955 мм	450
колеса для вагонів метро, діаметр 925 мм	440
Колеса для тепловозів (електровозів), діаметр 958 мм	500

Найбільш повно умовам експлуатації зазначених коліс відповідають середньовуглецеві та високовуглецеві конструкційні якісні сталі з підвищеним вмістом марганцю без (або) з додаванням ванадію.

У технологічній лінії виготовлення залізничних коліс ВАТ «Інтерпайп НТЗ», після пресово-прокатної ділянки, розташовано конвеєрні печі для протифлокенної обробки коліс.

Відомо [2], що колісна сталь за вмістом водню більше ніж 4 см^3 на 100 г металу стає флокеночутливою. Тому, для попередження виникнення флокенів, колеса охолоджують на повітрі від температури кінця прокатки (1800…1280 K) до температури на поверхні ступиці 920…870 K, після чого подають їх до конвеєрної печі для ізотермічної витримки, тривалість якої складає 4,5 год. [3].

1. *Характеристика печі.* Зазначена піч є камерою прямокутного перерізу, яку викладено із шамотного вогнетриву з діатомовою ізоляцією, а її підвісне склепіння – з легковагового шамотного вогнетриву.

За довжиною робочого об'єму піч поділено на п'ять теплових зон з індивідуальними виносними топками, які розташовані суміжно із повздовжньою стіною печі, що відділяє топку від робочого об'єму. У кожній топці природний газ спалюють за допомогою трьох пальників типу ГНП-9, подавання повітря на горіння здійснюють вентиляторами типу ВМ-15.

Заданий температурний режим печі забезпечують за допомогою рециркуляції продуктів згоряння: із топки продукти згоряння подають вертикальним каналом до горизонтального каналу, де їх змішують з рециркулянтом та через систему підподових каналів спрямовують до робочого об'єму печі. Перед димососом продукти згоряння розбавляють холодним повітрям та після нього розділяють на два потоки. Один потік змішують із гарячими продуктами згоряння та направляють до робочого об'єму печі, а другий потік через димову трубу – до атмосфери. Передбачено індивідуальне дистанційне та автоматичне управління тепловим режимом роботи кожної теплової зони печі.

2. *Розрахунок печі.* Теплові втрати через кладку печі $Q_{кл}$ обчислювали за формулою для плаской стінки, без урахування теплоти, що витрачено на розігрівання її до робочого стану:

$$Q_{êë} = q_{êë} \cdot F_{êë} = \frac{Ò_{âñ} - Ò_{çî â}}{\frac{1}{\alpha_{âñ}} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{çî â}}} \cdot F_{êë} \ , \qquad (1)$$

де $q_{кл}$ – щільність теплового потоку через кладку печі, Вт/м^2; $F_{кл}$ – площа зовнішньої поверхні стін печі, м^2; $\alpha_{вс}$, $\alpha_{зов}$ – сумарні коефіцієнти тепловіддачі від газів всередині печі до стінки та зовні стінки, Вт/(м^2·К), відповідно; λ_1, S_1, λ_2, S_2 – середні коефіцієнти теплопровідності матеріалу, Вт/(м·К), та товщина, м, першого та другого шарів стінки відповідно; $T_{вс}$, $T_{зов}$ – температура газів, К, відповідно усередині та зовні печі.

Встановлено, що $\alpha_{вс}$ = 72,1 Вт/(м^2·К), $q_{кл}$ = 771,0 Вт/м^2.

Втрати теплоти через кладку прохыдноъ печі, за площи зовнішньої поверхні її стін $F_{кл}$ = 2101 м^2, складають $Q_{кл}$ = 1494 кВт.

За умов можливості коливання температури посаду коліс до печі необхідно забезпечити певний запас її теплової потужності, для цього обчислюють тепловий дефіцит процесу за формулою:

$$\Delta I = C_ì \cdot \left(Ò_{êòí} - Ò_{íîí÷}\right) = 60427{,}5 \text{ Дж/кг} \ , \qquad (2)$$

де $C_м$ – питома теплоємність сталі, Дж/(кг·К); $T_{поч}$, $T_{кін}$ – відповідно початкова температура та температура коліс під час ізотермічної витримки, К.

Кількість теплоти для нагрівання коліс до заданої температури, тобто засвоєну теплову потужність печі, визначають як

$$Ì_{çàñ} = Ð \cdot \Delta I = 213 \text{ МВт}, \qquad (3)$$

де P – продуктивність конвеєрної печі, P = 3,525 кг/с.

Оцінку тривалості нагрівання коліс виконують, замінюючи реальне залізничне колесо складної форми на диск еквівалентної товщини, значення якої визначають за умови незмінності маси колеса $M_к$:

$$M_ê = Ì_ä = 0{,}5\,\pi \cdot D^2 \cdot S_ä \cdot \rho_ì \ , \qquad (4)$$

де $M_к$, $M_д$ – маса колеса та еквівалентного диска, кг, відповідно; $S_д$ – товщина диска, м; D – діаметр колеса (диска), м; $\rho_м$ – щільність матеріалу колеса, кг/м^3.

З формули (4) мають: S = 0,075 м.

Колесо піддають симетричному нагріванню, тому його розрахунковий розмір становить $R = S/2$ = 0,0375 м.

Обчислене значення критерію Біо складає Bi = 0,13 < 0,25, тому тривалість нагрівання визначають за формулою для «термічно тонкого» тіла [4]:

$$\tau_í = \frac{R \cdot \rho_ì \cdot Ñ_ì}{k_1 \cdot \alpha_\Sigma} \cdot \ln \frac{T_{âñ} - Ò_{íîí÷}}{Ò_{âñ} - Ò_{êòí}} = 1424 \text{ с}, \qquad (5)$$

де k_1 – коефіцієнт форми тіла; α_Σ – сумарний коефіцієнт тепловіддачі від газів до металу, Вт/(м^2·К).

Для термічної обробки коліс використовують суміш продуктів згоряння з рециркулянтом, що має температуру на вході до печі $T_{сум}$ = 923 К. Для її створення свіжі (нерозбавлені) продукти згоряння змішують з рециркулянтом ($T_{рец}$ = 623 К).

Потрібне співвідношення для змішування визначають із рівняння теплового балансу рециркулянту, свіжих продуктів згоряння та суміші, що утворюється

$$V_{ïð.çã}^{ñâ} \cdot {}^{3}_{êàë} + V_{ðåö} \cdot {}^{3}_{ðåö} = \left(V_{ïð.çã}^{ñâ} + V_{ðåö}\right) \cdot {}^{3}_{ñóì} \quad , \tag{6}$$

де $V_{ïð.çã}^{ñâ}$ – об'єм свіжих продуктів згоряння під час спалювання 1,0 м^3 палива, м^3/м^3; $V_{ðåö}$ – об'єм рециркулянту, що додають до продуктів згоряння, м^3/с; $i_{кал}$, $i_{рец}$ $i_{ñóì}$ – питома ентальпія відповідно свіжих продуктів згоряння, рециркулянту та суміші, кДж/м^3.

У топках природний газ спалюють з коефіцієнтом витрати повітря n = 2,0. Тоді, питома ентальпія продуктів згоряння з калориметричною температурою $T_{кал}$ = 1469 К становить $i_{кал}$ = 1701,9 кДж/м^3, питома ентальпія суміші, що використовують для термічної обробки, складає $i_{сум}$ = 1024,5 кДж/м^3 та питома ентальпія рецеркулянту дорівнює $i_{рец}$ = 512,3 кДж/м^3.

Тоді кількість рецеркулянту, що додають до свіжих продуктів згоряння з розрахунку на 1,0 м^3 палива, визначають за формулою:

$$V_{ðåö} = \frac{V_{ïð.çã}^{ñâ} \cdot \left({}^{3}_{êàë} - {}^{3}_{ñóì}\right)}{{}^{3}_{ñóì} - {}^{3}_{ðåö}} \quad . \tag{7}$$

Подальшим обчисленням встановлено, що, для одержання суміші із заданою температурою (923 К), до свіжих продуктів згоряння, які створюються під час спалювання кожного 1,0 м^3 палива, необхідно додавати 25,05 м^3 рециркулянту, тобто, кількість суміші, що утворюється, у розрахунку на 1 м^3 палива становить:

$$V_{ñóì} = V_{ïð.çã}^{ñâ} + V_{ðåö} = 43{,}99 \text{ м}^3/\text{м}^3 \ . \tag{8}$$

Визначення годинної витрати палива та теплотехнічної оцінки конвеєрної печі здійснюють шляхом складання теплового балансу процесу термічної обробки.

Джерелом постачання теплоти до печі є суміш свіжих продуктів згоряння та рецеркулянту загальною кількістю $V_{сум}$ із температурою $T_{сум}$ = 923 К, теплоту якої витрачають: на нагрівання коліс $Q_м$ = 213 кВт, компенсацію витрат через кладку печі $Q_{вт}$ = 1494 кВт та втрати з димовими газами, що виходять із печі $V_{ïð.çã}^{âèõ} = V_{ñóì} \cdot {}^{3}_{âèõ}$.

Потрібну кількість газів визначають із рівняння миттєвого теплового балансу суміші:

$$V_{ñóì} \cdot {}^{3}_{ñóì} = Q_{ì} + Q_{âò} + V_{ñóì} \cdot {}^{3}_{âèõ} \ , \tag{9}$$

де $i_{вих}$ – питома ентальпія продуктів згоряння, що виходять з робочого об'єму печі, Дж/м^3.

З формули (9) обчислюють витрату суміші, яка складає $V_{сум}$ = 10,435 м^3/с. Зазначену кількість газів буде забезпечено за годинної витрати палива, що становить $V_{пал}$ = 0,237 м^3/с.

Питомі витрати теплоти та умовного палива для печі, що розглядають, становлять відповідно $k_{ò åï}$ = 2275,9 кДж/кг; $b'_{óì}$ = 0,0777 кг ум./кг м.

Фізична теплота суміші від згоряння палива:

$$Q_{ïð.çã} = V_{ïàë} \cdot V_{ïð.çã}^{ñâ} \cdot {}^{3}_{êàë} = 7{,}639 \text{ МВт}. \tag{10}$$

Фізична теплота рециркулянту, що додають до свіжих продуктів згоряння:

$$Q_{ðåö} = V_{ïàë} \cdot V_{ðåö} \cdot {}^{3}_{ðåö} = 3{,}042 \text{ МВт}. \tag{11}$$

Фізична теплота продуктів згоряння, що виходять із робочого об'єму печі:

$$Q_{\hat{i}\grave{a}\ddot{e}\eth.\varsigma\tilde{a}}^{\hat{a}\grave{e}\eth} = V_{\hat{i}\grave{a}\ddot{e}} \cdot V_{\tilde{n}\acute{o}\grave{i}} \cdot {}^{\text{з}}_{\hat{a}\grave{e}\eth} = 8{,}975 \text{ МВт}. \quad (12)$$

Результати розрахунків статей теплового балансу подано у табл. 2.

Таблиця 2 – *Годинний тепловий баланс прохідної конвеєрної печі*

Прихід теплоти:	МВт	%	Витрата теплоти:	МВт	%
від згоряння палива	7,639	71,53	на нагрівання коліс	0,213	1,99
теплота рециркулянту	3,043	28,47	теплопровідність через кладку	1,494	13,99
			із продуктами згоряння, що відходять	8,975	84,02
Разом	10,682	100,0	Разом	10,682	100,0

3. *Реконструкція печі.* Як виходить із результатів розрахунку, під час ізотермічної витримки коліс у печі, значну частину теплоти, що одержують від спалювання палива, витрачають на покриття теплових витрат робочого об'єму печі та із продуктами згоряння, що відходять із печі. Зазначені витрати теплоти є непродуктивними та їх слід зменшувати до мінімуму.

Розглядають можливість переведення конвеєрної печі на роботу в замкненому режимі, коли технологічні гази не виходять із печі, циркулюючи у її робочому об'ємі, а необхідну кількість теплоти до них підводять від зовнішнього джерела енергії (електроенергія, вторинні енергетичні ресурси підприємства).

У такому разі споживна потужність печі, складатиметься із статей нагрівання коліс та покриття теплових витрат робочого об'єму, тобто становить N_{Σ} = 1,707 КВт.

Враховуючи відносно низький рівень температури протифлокенної обробки та відсутність особливих вимог до складу атмосфери, необхідну температуру печі, як варіант, можна забезпечити шляхом застосування електричних калориферів.

Розрахунок електричного калорифера виконують за методикою, наведеною у роботі [5]. Встановлену електричну потужність печі приймають вищою за споживане значення (N_{Σ}) на 30…40 % з урахуванням старіння нагрівачів калориферів, а також можливих коливань напруги в електричній мережі

$$N = 1{,}35 N_{\Sigma} = 2{,}30 \text{ МВт}. \quad (13)$$

Тоді кожний з п'яти калориферів (за кількістю теплових зон печі), обладнаних п'ятнадцятьма нагрівачами, має потужність, яка дорівнює 0,46 МВт.

Для умов прохідної печі конвеєрного типу температура нагрівання повітря становить $T_{пов}$ = 923 К. В силу наявності перепаду температури між нагрівачем та повітрям, що складає 200 К, робоча температура нагрівачів становитиме $T_н$ = 1123 К.

Урахування підвищеної температури нагрівачів у місцях кріплення дозволяє вважати, що їх максимальна температура сягає 1323 К. Для такої температури підходить сплав ЕХН80, що має відповідну максимальну робочу температуру.

Питомий електричний опір нагрівача ρ_t за температури 1123 К обчислюють як

$$\rho_t = (1{,}07...1{,}12) + 8{,}5 \cdot 10^{-5} \grave{O}_i = 1{,}18 \text{ Ом мм}^2/\text{м}. \quad (14)$$

Згідно до рекомендацій роботи [5], приймають діаметр дроту d = 5,0 мм і задають швидкість повітря у калорифері $W_{пов}$ = 10,0 м/с.

Для зазначеної кількості повітря число Рейнольдса складає Re = 471.

Для ламінарного режиму руху повітря коефіцієнт тепловіддачі від нагрівачів до повітря розраховують за формулою:

$$\alpha_{\text{í}} = \frac{0,625\,\lambda_{\text{ïîâ}} \cdot Re}{d} = 137,1 \text{ Вт/(м}^3\text{·К)}, \tag{15}$$

де $\lambda_{пов}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря за температури $T_н$.

Перевіряють робочу температуру нагрівачів з використанням формули:

$$T_{\text{í}} = T_{\text{ïîâ}} + 403,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{\rho_t \cdot N_1^2}{U_{\text{ô}}^2 \cdot \alpha_{\text{í}} \cdot d^3} = 1093 \text{ К}, \tag{16}$$

де N_1 – електрична потужність одного нагрівача калорифера, Вт; $U_ф$ – напруга у цеховій електричній мережі, В.

Розрахована температура мало відрізняється від прийнятої раніше орієнтовно, тому уточнювати питомий опір нагрівача ρ_t не потрібно. Нагрівачі працюватимуть надійно, а у місцях кріплення припускається перегрівання дроту на 523 К.

Довжину дроту одного нагрівача обчислюють як

$$l_e = \frac{0,786 \cdot R_{\text{ô}} \cdot d^2}{\rho_t} = 70 \text{ м}, \tag{17}$$

де $R_{\text{ô}}$ – електричний опір дроту одного нагрівача, Ом, $R_{\text{ô}} = U_{\text{ô}}^2/1000\,N_1$.

За мінімальним кроком зигзагу h = 5,5 d та закріпленням нагрівачів на гачках для висоти зигзагу $H_н$ = 150 мм розраховують довжину одного нагрівача:

$$L_{\text{í}} = \frac{l_{\text{í}} \cdot h}{2H_{\text{í}} + 0,57\,h} = 5,27 \text{ м}. \tag{18}$$

Компоновка калорифера. Розміщення електричних калориферів у конвеєрній печі передбачено на місці існуючих виносних топок для спалювання природного газу. Для забезпечення розрахункових умов конвективного теплообміну в калорифері необхідно зменшити площу його вільного перерізу до розміру, що відповідає швидкості повітря на рівні $W_{пов}$ = 10,0 м/с. Необхідна площа складає:

$$F = \frac{W_{\text{ê}} \cdot F_{\text{ê}}}{W_{\text{ïîâ}}} = 0,2084 \text{ м}^2, \tag{19}$$

де $W_к$ – швидкість повітря за перерізом робочого об'єму печі, для умов, що розглядають $W_к$ = 0,537 м/с; $F_к$ – площа перерізу робочого об'єму печі, м^2.

Якщо висота камери калорифера становить $H_к$ = 1,97 м, то її потрібна ширина буде складати:

$$b_{\text{ê}} = \frac{N_\Sigma}{H_{\text{ê}}} = 0,106 \text{ ì}. \tag{20}$$

Встановлено, що, за висоти зигзагу $H_н$ = 150 мм, існуюча висота камери калорифера є достатньою для розміщення восьми горизонтальних рядів зигзагів на бокових стінах камери.

Оцінка ефективності реконструкції печі. Під час опалення прохідної конвеєрної печі природним газом питома витрата теплоти $k_{\text{ïàë}}$ складає 2,275 МДж/кг продукції. За ціни палива на рівні $Ц_{пал}$ = 4200 грн. за 1000 м^3 вартість термічної обробки становить

$$Ö_{Ò} = \frac{k \cdot Ö_{ïàë}}{33,85} = 0,2823 \text{ грн./кг}. \quad (21)$$

Під час переведення конвеєрної печі на електричне нагрівання її споживна потужність складає N_{Σ} = 1,707 МВт, тому питома витрата теплоти не перевищує:

$$k_e = \frac{N_{\Sigma}}{P} = 0,4843 \text{ МДж/кг}, \quad (22)$$

де P – продуктивність печі, кг/с.

Якщо ціна на електричну енергію для промисловості становить $Ц_e$ = 1,1473 грн. за 1,0 кВт·год., то у такому разі вартість термічної обробки складає

$$Ö_{å} = \frac{k_{å} \cdot Ö_{å}}{3,6} = 0,1543 \text{ грн./кг} \quad (23)$$

Таким чином, переведення печі на електричне нагрівання дозволить понизити витрати за статтею «енергоносії» на суму

$$\Delta Ö = Ö_{ïàë} - Ö_{å} = 0,128 \text{ грн./кг}. \quad (24)$$

Висновки. Розрахунки, що виконано за інженерною методикою, дали результати, які певною мірою відповідають експлуатаційним показникам роботи конвеєрної печі для термічної обробки коліс. Існуюча піч не є економічним тепловим агрегатом, що пов’язано із її конструкцією та особливостями технологічного процесу.

Переведення печі на електричне нагрівання призводить до ліквідації втрати теплоти з продуктами згоряння, які виходять з печі, що дозволяє забезпечити зниження собівартості термічної обробки за статтею «енергоносії» на 128,0 грн. на кожній тонні коліс.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. *Губинский*, *В. И.* Современные способы энергосбережения в нагревательных печах металлургии и машиностроения [Текст] / В. И. Губинский, М.П. Ревун, Ю. Н. Радченко // Металлургическая теплотехника : сб. научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск : НМетАУ, 2001. – С. 191-196.
2. Термическая обработка стали и металлопроката [Текст] : Учебник / *В. И. Большаков*, И. Е. Долженков, В. И. Долженков. – Днепропетровск : Gaudeamus, 2002. – 271 с. – Библиография в конце каждого раздела. – ISBN 966-7282-68-6.
3. Инструкция по эксплуатации [Текст] : ИЭ НТЗ. – КИПиА. – КПЦ. – А-12-2007. – Днепропетровск : ОАО «Интерпайп», 2007. – 38 с.
4. *Румянцев*, *В. Д.* Теплотехніка [Текст] : Учбовий посібник / В. Д. Румянцев, В. М. Ольшанский ; під ред. В. Й. Губинського. – Дніпропетровськ : Пороги, 2002. – 325 с. – Бібліографія у кінці кожного розділу. – ISBN 966-525-296-8.
5. Теплотехнические расчеты металлургических печей [Текст] : учеб, пособие / *Б. И. Китаев*, Б. Ф. Зобнин, В. Ф. Ратников и др. – М. : Металлургия, 1970. – 528 с. – Библиогр. : с. 523-526.

Стаття надійшла до редакції 18.10.2013 р.
Рецензент, проф. М.В. Губинський

Текст даної статті знаходиться на сайті ЗДІА в розділі Наука
http://www.zgia.zp.ua