

УДК 669.162.22:536.24

Л. П. Грес¹, д.т.н., проф., ORCID 0000-0002-5343-3438О. В. Гупало^{1,*}, к.т.н., доцент, ORCID 0000-0003-3145-9220О. О. Єршомін¹, д.т.н., проф., ORCID 0000-0001-8306-578XЄ. О. Каракаш¹, к.т.н., доцент, ORCID 0000-0003-3833-2396С. Є. Суліменко¹, к.т.н., доцент, ORCID 0000-0001-5755-3093Є. В. Перетяцько¹, магістр, ORCID 0009-0009-2026-2239¹ *Український державний університет науки і технологій** *Автор для листування: o.v.gupalo@ust.edu.ua*

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ТЕМПЕРАТУРИ ГАРЯЧОГО ДУТТЯ, ТЕПЛООБМІННИХ, ГАЗОДИНАМІЧНИХ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДОМЕННИХ ПОВІТРОНАГРІВАЧІВ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ФОРМ НАСАДОК

Анотація. Підвищення енергетичної ефективності доменного виробництва залишається одним із найбільш актуальних завдань, оскільки значною мірою впливає на конкурентоспроможність металургійної продукції на світових ринках, а також дозволяє суттєво зменшити шкідливі викиди та мінімізувати антропогенний вплив на довкілля. Одним з відомих і дієвих способів зменшення енерговитрат на виробництво чавуну є підвищення температури доменного дуття, підігрів якого здійснюється в доменних повітрянагрівачах. Удосконалення конструкцій повітрянагрівачів шляхом застосування високоєфективних форм насадок є перспективним напрямом підвищення температури дуття і економії питомих витрат коксу в доменному процесі. Метою роботи є комплексне дослідження зміни теплообмінних, газодинамічних та конструктивних параметрів доменних повітрянагрівачів при заміні традиційних насадок на високоєфективні аналоги. Розглядаються два основні варіанти: перший передбачає заміну насадки під час капітального ремонту без зміни об'єму камери та конструктивних параметрів повітрянагрівача; другий варіант стосується реконструкції повітрянагрівача, коли конструктивні розміри насадок та самих повітрянагрівачів змінюються залежно від заданої температури гарячого дуття. Зміст досліджень базується на виконанні чисельних розрахунків параметрів теплообміну в насадці, розподілу температур димових газів і дуття по висоті насадки, а також визначенні необхідної поверхні нагрівання та зміни втрат тиску потоків теплоносіїв. Результати дослідження свідчать, що заміна насадки зі зменшенням діаметра каналів забезпечує суттєве

© Л. П. Грес, О. В. Гупало, О. О. Єршомін, Є. О. Каракаш, С. Є. Суліменко,
Є. В. Перетяцько, 2026



Це стаття відкритого доступу за ліцензією CC BY-NC-ND 4.0
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode.uk>

збільшення питомої об'ємної поверхні нагрівання. Показано, що для першого варіанта заміна насадки з каналами $\varnothing 41$ мм на $\varnothing 30$ мм дозволяє підвищити температуру гарячого дуття на 78°C , що сприяє зниженню питомих витрат коксу на $9,0\text{--}9,5$ кг/т при незмінних габаритах повітрянагрівачів. Однак при цьому спостерігається необхідність збільшення витрат доменного газу на опалення повітрянагрівачів на 4% . Другий варіант демонструє, що при зменшенні діаметру каналів з 41 до 30 мм загальна поверхня нагрівання зростає на $12,3\%$, а висота насадки при цьому зменшується на $8,36$ м, що дозволяє оптимізувати габаритні розміри конструкції. Встановлено, що зменшення діаметра каналів при збільшенні їх кількості сприяє зростанню поверхні нагрівання, проте призводить до зменшення маси вогнетривів на $22,3\%$, що може посилювати коливання температури дуття та скорочувати міжремонтний термін служби насадки через можливе засмічення або зміщення рядів. Аналіз газодинамічних характеристик показав, що, незважаючи на зміну швидкостей теплоносіїв, загальні втрати тиску в системі залишаються майже незмінними завдяки відповідному зменшенню висоти насадки, що дозволяє уникнути заміни нагнітального обладнання.

Ключові слова: повітрянагрівач, насадка повітрянагрівача, температура гарячого дуття, теплообмін, енергоефективність, питома витрата коксу.

Посилання для цитування: Дослідження зміни температури гарячого дуття, теплообмінних, газодинамічних та конструктивних параметрів доменних повітрянагрівачів при використанні високоефективних форм насадок / Л. П. Грес, О. В. Гупало, О. О. Єрьомін, Є. О. Каракаш, С. Є. Суліменко, Є. В. Перетяцько // *Фундаментальні та прикладні проблеми чорної металургії*. 2026. Вип. 40. С. 349-363. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2026-40-022>

Стан питання та мета дослідження

Підвищення енергоефективності виробництва чавуну тісно пов'язано зі зменшенням питомої витрати коксу шляхом використання його заміників, поліпшенням якості шихтових матеріалів, удосконаленням режиму доменної плавки та збільшенням температури гарячого дуття.

Відомо, що інвестиції у збільшення енергоефективності в 3-4 рази менше витрат на виробництво енергоносіїв [1]. Для України збереження енергоресурсів є пріоритетним напрямком і одним із головних факторів забезпечення конкурентоспроможності продукції на світовому ринку.

Економія енергетичних та матеріальних ресурсів забезпечує не лише зниження собівартості виробництва чавуну, а й покращення екологічного стану промислових зон. Економія палива пропорційно зменшує кількість шкідливих викидів, споживання атмосферного кисню та виділення теплоти у довкілля. При цьому покращується екологічний стан в місцях видобутку палива і сировини, а також на підприємствах по виробництву вогнетривів.

Існуючі повітрянагрівачі являють собою громіздкі матеріалоенергоємні конструкції, будівництво та реконструкція яких потребують значних інвестицій. Наприклад, блок з чотирьох повітрянагрівачів доменної печі об'ємом 3000 м³ має висоту 50 м, зовнішній діаметр кожного повітрянагрівача (по кожуху) – 10- 11 м, маса вогнетривких матеріалів на блок складає ≈ 20 тис. т, теплова потужність блоку 200 МВт, витрата дуття, що нагрівається до 1100-1250 °С – 5700- 6000 м³/хвилину.

Насадка повітрянагрівачів являє собою нерухомий теплоносій для передачі теплоти від димових газів до дуття (повітря, що нагрівається) в умовах регенеративної протитечії. При цьому коефіцієнт використання палива та коефіцієнт корисної дії процесу, а також максимальна температура гарячого дуття залежать від інтенсивності теплообміну, величини теплообмінної поверхні, маси насадки, яка акумулює теплоту димових газів, та теплофізичних властивостей матеріала насадки. Під час вибору типу насадки необхідно враховувати наступні її параметри:

- поверхню нагріву 1 м³ насадки, м²/м³;
- «живий» перетин насадки, що визначає відношення поверхні перетину каналів до загального перетину насадки;
- коефіцієнт заповнення насадки, що характеризує об'єм вогнетривків, необхідних для побудови 1 м³ насадки;
- еквівалентну товщину насадки між сусідніми каналами, м.

Наразі основними типами насадок, що використовують у доменних повітрянагрівачах, є блочні насадки з діаметром каналів 41 та 30 мм. Основні геометричні характеристики цих насадок наведені в таблиці 1. Для порівняння в таблиці 1 також наведено характеристики насадки Каупера з квадратними каналами 45 x 45 мм, яка наразі не використовується при проектуванні і будівництві нових повітрянагрівачів, а на існуючих повітрянагрівачах замінюється в період їх ремонтів на блочну насадку з каналами діаметром 30 мм.

Блочна насадка має наступні переваги: значну стійкість через наявність перев'язки блоків та наявності «замків»; можливість зменшення товщини стінки між каналами та діаметру каналів до можливого мінімуму; можливості використання горизонтальних каналів між вертикальними.

За кордоном використовують різноманітні конструкції насадок повітрянагрівачів:

- насадка з періодичним звуженням та розширенням каналів у вигляді дифузور-конфузор [2];
- блочна насадка з лунками на поверхні каналів для інтенсифікації процесу теплообміну [3];

- насипна насадка (шарова або у формі циліндрів) [4];
- насадки з різноманітною формою площі перетину каналів [5, 6].

Таблиця 1 – Характеристики насадок повітрянагрівачів

Характеристики	Тип насадки		
	з квадратними каналами 45 x 45 мм	блочна насадка з діаметром каналів	
		41 мм	30 мм
Розмір блока (цегли):			
- довжина	230	232	190
- ширина	130	268	164
- висота	40	80	80
Гідравлічний діаметр каналу, мм	40	41	30
Відносний живий перетин, м ² /м ²	0,298	0,335	0,360
Питома поверхня нагріву, м ² /м ³	24,85	32,7	48,0
Об'єм цегли в 1 м ³ насадки, м ³ /м ³	0,72	0,665	0,640
Мінімальна товщина стінки між каналами, мм	40,0	27,0	17,5

Вибір способу інтенсифікації теплообміну в насадці визначається співвідношенням між досягнутим ефектом підсилення теплообміну та потужністю, необхідною для організації руху теплоносіїв.

Наявність різноманітних конструкцій насадочних блоків для повітрянагрівачів свідчить про продовження пошуку оптимальних форм насадок в напрямку зменшення діаметру каналів та товщини роздільної стінки між ними.

Під час вибору типу насадки необхідно також враховувати наступні вимоги:

- максимально можливе зниження матеріалоемності повітрянагрівачів за рахунок підвищеної поверхні нагрівання насадки;
- необхідні допустимі значення повзучості вогнетривів та піднасадочного пристрою;
- забезпечення високих коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі;
- мінімальні втрати тиску потоків димових газів і дуття в газовий та повітряний періоди;
- достатньо низька вартість насадки.

Насадки, які відповідають цим вимогам, зазвичай називають високоефективними.

Метою даної роботи є дослідження зміни теплообмінних, газодинамічних та конструктивних параметрів доменних

повітрянагрівачів при заміні їх насадки на високоефективну. При цьому розглядаються два варіанти:

1) заміна насадки здійснюється в період капітального ремонту повітрянагрівачів без зміни об'єму камери насадки та інших конструктивних параметрів повітрянагрівачів;

2) зміна насадки здійснюється в період реконструкції повітрянагрівачів, коли практично будуються нові повітрянагрівачі на існуючих фундаментах з використанням існуючих комунікацій. При цьому змінюються конструктивні розміри як насадок, так і повітрянагрівачів в залежності від заданої температури гарячого дуття.

Методика дослідження

Для отримання даних по зміні теплообмінних, газодинамічних і конструктивних параметрів повітрянагрівачів при використанні високоефективних форм насадок передбачено виконання розрахунків:

- параметрів теплообміну в насадці;
- розподілу температур димових газів і дуття по висоті насадки в періоди нагрівання і дуття;
- визначення поверхні нагрівання насадки і розмірів повітрянагрівачів в залежності від типу насадки та температури відхідних димових газів;
- втрат тиску газів, що проходять через повітрянагрівач.

Розрахунки теплообмінних та конструктивних параметрів повітрянагрівачів виконуються за методикою [7, 8], особливості якої полягають у наступному:

- враховується зміна теплофізичних властивостей вогнетривів насадки, димових газів і дуття в залежності від зміни температур по висоті насадки;
- загальна висота насадки розподіляється на 15-17 розрахункових зон, для кожної з яких розраховуються параметри теплообміну і поверхні нагрівання в залежності від граничних умов;
- враховується зміни граничних умов по висоті насадки.

За рекомендаціями роботи [9] коефіцієнти теплопередачі (α) для трьох верхніх розрахункових зон насадки (під час розрахунку періоду нагрівання) та трьох нижніх розрахункових зон (під час розрахунку періоду дуття) визначаються за формулами:

- для граничних умов другого роду:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{m}{\alpha \cdot \tau_n} + \frac{m'}{\alpha' \cdot \tau_d} . \quad (1)$$

- для граничних умов третього роду:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{m'}{\alpha' \cdot \tau_d} + \frac{1}{2 \cdot r \cdot \rho \cdot C_p} \cdot \operatorname{cth} \frac{\alpha \cdot \tau_n}{2 \cdot m \cdot r \cdot \rho \cdot C_p}, \quad (2)$$

де m і m' – коефіцієнти масивності в періоди дуття (τ_d) і нагрівання (τ_n); α і α' – коефіцієнти тепловіддачі від диму до насадки та від насадки дуттю, (Вт/(м²·К)); r – половина товщини насадочного блоку, м; ρ – щільність вогнетриву, кг/м³; C_p – теплоємність матеріалу насадки, Дж/(кг·К).

На вході в першу зону насадки коефіцієнт теплопередачі є величиною постійною і розраховується за формулою (2). В нижній частині першої зони та на вході в другу зону використовуються формули (1) та (2), відповідно. На виході з другої зони – розрахунок проводиться також за формулою (1). Третя зона розраховується аналогічно двом попереднім, а для зон, що залишилися, коефіцієнти теплопередачі розраховується для граничних умов другого роду за формулою (1).

Газодинамічні розрахунки повітрянагрівачів включають визначення втрат тиску димових газів та дуття. Загальні втрати тиску димових газів складаються із втрат в пальнику, камері згоряння, підкупольному просторі, насадці, димовому лежаку та димарі. На будь-якій ділянці втрати тиску розраховуються як сума втрат на тертя, втрат на подолання місцевих опорів та зміну геометричного тиску. Методику розрахунків викладено в роботі [10].

Результати дослідження та їх обговорення

Виконано розрахунки параметрів теплообміну у насадці повітрянагрівачів для умов першого варіанту, коли розглядається заміна насадки без зміни об'єму камери, в якій вона розташована, а також не підлягають зміні інші конструктивні параметри повітрянагрівачів. При цьому приймали наступні початкові умови: паливо – природно-доменна суміш; температура під куполом повітрянагрівачів – 1350 °С; максимальна температура відхідних димових газів – 400 °С; витрати дуття, що нагрівається – 58,33 м³/с; існуюча висота насадки – 34,57 м; робочий об'єм насадки – 1204 м³; насадка складається з 3 ярусів: верхній ярус із динасу, середній – із шамоту ШВ-42, нижній – із шамоту ШВ-37. Характеристики насадок, параметри яких використовували під час виконання чисельного аналізу, наведено в табл. 2.

В табл. 3 наведено результати розрахунків теплотехнічних параметрів повітрянагрівачів при заміні існуючої насадки на високоефективну (Варіант 1).

Таблиця 2 – Характеристики насадок

Гідралічний діаметр каналу, мм	Еквівалентна півтовщина стінки каналу, мм	Відносна поверхня нагріву на 1 м ³ насадки, м ² /м ³	Площа «живого» перетину насадки, м ² /м ³	Матеріал насадки	Питома площа нагрівання (на тону матеріалу насадки), м ² /т	Питома маса насадки, т/м ³
30	13,3	48,0	0,36	Динас	40,5	1,184
				ШВ-42	32,6	1,472
				ШВ-37	35,7	1,344
41	20,3	32,7	0,335	Динас	26,58	1,23
				ШВ-42	21,38	1,529
				ШВ-37	23,41	1,397
45	40,0	24,35	0,28	Динас	18,25	1,332
				ШВ-42	14,7	1,656
				ШВ-37	16,1	1,512

Таблиця 3 – Теплотехнічні показники роботи повітрянагрівачів (ПН) з різними насадками (Варіант 1)

Показник	Діаметр каналів, мм		
	Ø30	Ø41	45x45
Поверхня нагріву насадки, м ²	57792	39360	29919
Тривалість періодів	нагрівання – 2,8 години, дутьтя – 1 години		
Температура дутьтя на виході з ПН, °С:			
- максимальна;	1342	1321	1295
- середня;	1326	1273	1233
- мінімальна	1311	1233	1204
Температура диму на виході з ПН, °С:			
- максимальна;	399	399	399
- середня;	247	255	279
- мінімальна	94	105	136
Витрата доменного газу на опалення одного ПН, м ³ /с	12,213	11,733	11,554
Основні розміри насадок:			
- висота, м;	34,57		
- об'єм, м ³ ;	1204		
- загальна площа перетину насадки, м ² ;	34,82		
- діаметр камери насадки, м	6,66		

Результати розрахунків (табл. 3) свідчать, що заміна насадки зі зменшенням діаметру каналів забезпечує збільшення питомої об'ємної поверхні нагрівання. Так, заміна насадки 45x45 мм на насадку з каналами діаметром 41 мм збільшує відносну поверхню нагріву на 32 % (з 24,35 до 32,7 м²/м³), а заміна насадки з каналами діаметром 41 мм на насадку з каналами 30 мм – на 47 % (з 32,7 до 48,0 м²/м³). При цьому питома площа нагрівання кожного ярусу насадки збільшується (табл. 2), а питома маса насадки зменшується на незначну величину для кожного ярусу за рахунок зниження загальної маси насадки при зменшенні її «живого» перетину.

При цьому заміна насадки з 45x45 мм на насадку діаметром 41 мм забезпечує незначне збільшення температури гарячого дуття (на 29 °С). Більш впливовою є заміна насадки з каналами Ø 41 мм на насадку з каналами Ø 30 мм, яка забезпечує збільшення температури гарячого дуття на 78 °С, що, в свою чергу, дозволяє значно (на 9,0-9,5 кг/т) знизити питомі витрати коксу при тих же габаритах повітрянагрівачів. Температура відхідних димових газів на виході з повітрянагрівача практично не змінюється, але при цьому необхідно збільшувати на 4,0 % (з 11,733 до 12,213 м³/с) витрати доменного газу на один повітрянагрівач.

Недоліком насадки зі зменшеним діаметром каналів (30 мм) є скорочення терміну її експлуатації, так як така насадка скоріше за інші засмічується пилом вентиляторного повітря та доменного газу, а також фрагментами руйнування вогнетривів. В цій насадці швидше відбувається зміщення рядів, особливо для повітрянагрівачів з вбудованою камерою згоряння, де спостерігається зміщення кладки камери згоряння на насадку (явище «банана») [11]. Тому очевидно, що термін міжремонтного періоду насадки пропорційний її живому перерізу.

Для другого варіанту, що розглядається, коли заміна насадки здійснюється в період реконструкції повітрянагрівачів, а конструктивні розміри насадок вибираються в залежності від заданої температури гарячого дуття, виконано розрахунки теплотехнічних та конструктивних параметрів насадки з каналами 45x45 мм та діаметрами 41 і 30 мм, результати яких наведено в таблиці 4.

Як показали розрахунки, при заміні насадки с каналами діаметром 41 мм на насадку з каналами 30 мм загальна поверхня нагрівання зростає на 12,3 % (з 40455 до 45417 м²). При цьому висота насадки зменшується на 8,36 м при тих же розмірах діаметру насадки та загальній площі її перетину. Максимальна та середня температури димових газів на виході з повітрянагрівачів практично не змінюються, також практично не змінюються і витрати доменного газу.

Таблиця 4 – Теплотехнічні показники роботи повітрянагрівачів (ПН)
з різними насадками (Варіант 2)

Показник	Діаметр каналів, мм		
	Ø30	Ø41	45x45
Поверхня нагріву насадки, м ²	45417	40455	33242
Тривалість періодів	нагрівання – 2,8 години, дутьтя – 1 години		
Температура дуття на виході з ПН, °С: - максимальна; - середня; - мінімальна	1327 1282 1240	1323 1278 1240	1309 1263 1240
Температура диму на виході з ПН, °С: - максимальна; - середня; - мінімальна	399 249 95	399 255 105	399 281 136
Витрата доменного газу на опалення ВН, м ³ /с	11,774	11,784	11,889
Основні розміри насадок: - висота, м; - об'єм, м ³ ; - загальна площа перетину насадки, м ² ; - діаметр камери насадки, м	27,17 946 34,82 6,66	35,53 1237 34,82 6,66	39,2 1365 34,82 6,66

При зменшенні розміру каналів насадки збільшується кількість їх отворів та загальна поверхня нагрівання, але зменшується маса вогнетривів. Розрахунки показали, що при заміні насадки з каналами 41 мм на 30 мм маса насадки зменшується на 22,3 %. При цьому збільшується перепад максимальних і мінімальних температур дуття, що призводить до зниження його середньої температури. У зв'язку з цим необхідно зменшувати тривалість періоду дуття, на яку впливає наявність паузи, коли повітрянагрівачі не опалюються, а навпаки охолоджуються [12]. Це відбувається в періоди переключення повітрянагрівачів з режиму нагрівання на дутьтя, коли необхідно провітрити робочий об'єм, а також перед та наприкінці періоду дуття, коли необхідно наповнювати, а потім опорожнювати робочий об'єм повітрянагрівача. Тривалість цієї паузи триває 8-14 хвилин і залежить від корисного об'єму повітрянагрівача.

Для того, щоб частково компенсувати значне зменшення маси насадки, УкрДІПРОМЕЗ рекомендує [13] при заміні типу насадки збільшувати питому поверхню нагрівання повітрянагрівачів (відношення загальної поверхні нагрівання до об'єму печі, м²/м³)

наступним чином:

- при заміні насадки з каналами 45 x 45 мм на діаметр 41 мм збільшувати цю величину з 80 до 90 м²/м³;

- при заміні насадки з діаметром 41 мм на 30 мм – збільшувати з 90 до 105 м²/м³.

При проектуванні комплексу повітрянагрівачів необхідно знати масу насадки в залежності від витрат дуття (об'єму печі). Для цього використовують наступні співвідношення, одержані за рахунок використання результатів аналізу експлуатації комплексу доменної печі та теорії подібності:

- для блоку повітрянагрівачів [14]:

$$m_{\text{бл}} = 12 \cdot V_{\text{ДП}}^{0.8}, \quad (3)$$

де $V_{\text{ДП}}$ – об'єм доменної печі, м³;

- для одного повітрянагрівача (формула Д. Сання) [15]:

$$m_{\text{с}}^{\text{н}} = 1000 \cdot \left(\frac{V_0}{10^5} \right)^{0.65}, \quad \text{т} \quad (4)$$

де V_0 – витрати дуття, що нагрівається, м³/год;

- у Німеччині використовують комплексні параметри [16] – відносну довжину ($\lambda_{\text{в}}$) та відносну тривалість періоду (Π)

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{\bar{\chi} \cdot F}{V_0 \cdot C_0^{t_{\text{хд}}}}, \quad (5)$$

$$\Pi = \frac{\bar{\chi} \cdot F \cdot \Delta t'}{m_{\text{н}} \cdot C_0^{t_{\text{н}}}}, \quad (6)$$

де $\bar{\chi}$ – середнє значення коефіцієнта теплопередачі, кДж/(м²·цикл·К);

$t_{\text{хд}}$ – температура холодного дуття, °С; F – поверхня нагріву, м²; $C_0^{t_{\text{хд}}}$ – середня об'ємна теплоємність холодного дуття, кДж/(м³·К); $C_0^{t_{\text{н}}}$ – середня масова теплоємність насадки при її середній температурі, кДж/(кг·К).

- фірма «Дідьє-Верке» приймає відношення маси 1 тони насадки на добуве виробництво 1 тони чавуну [17].

В роботі виконано порівняльні розрахунки втрат тиску при русі теплоносіїв в системі повітрянагрівачів, що мають насадки з каналами діаметром 41 та 30 мм (табл. 5). Видно, що, незважаючи на те, що діаметр каналів зменшується, а швидкість димових газів в каналах

насадки збільшується, загальні втрати тиску практично не змінюються за рахунок зменшення висоти насадки.

Таблиця 5 – Втрати тиску по газовому, повітряному і димовому трактам повітрянагрівачів

Характеристика	Діаметр каналів насадки, мм	
	41	30
Витрата газу, м ³ /с	12,9	13,15
Витрата повітря, м ³ /с	12,55	12,8
Витрата диму, м ³ /с	23,8	24,26
Кількість ПН у блоці	3	3
Кількість ПН на нагріві	2	2
Втрати тиску по димовому тракту, Па	2162	2148
Втрати тиску по повітряному тракту з урахуванням гасіння пульсацій (1500 Па), Па	6291	6301
Втрати тиску по газовому тракту з урахуванням гасіння пульсацій (1500 Па), Па	6078	6096
Повний приведенний тиск, Па	7174	7164
Продуктивність вентилятора, м ³ /с	27,25	27,79

Висновки

1. Наразі в доменних повітрянагрівачах використовують різноманітні конструкції насадок, спрямованих на збільшення питомої поверхні їх нагрівання за рахунок інтенсифікації процесу теплообміну, зменшення діаметру каналів, та товщини стінки між каналами.

2. Вибір способів інтенсифікації теплообміну в насадках визначається відношенням між досягнутим ефектом інтенсифікації теплообміну і потужністю, яка необхідна для транспортування теплоносіїв.

3. Досліджено зміни теплообмінних, газодинамічних та конструктивних параметрів повітрянагрівачів при використанні в них високоефективних форм насадок для двох варіантів:

1) заміна насадки на більш ефективну в тому ж її об'ємі та габаритах повітрянагрівача;

2) використання більш ефективної насадки при заданих витратах та температурі гарячого дуття, коли змінюється розмір як насадки, так і повітрянагрівачів в цілому.

4. При заміні насадки в тому ж її об'ємі під час капітального ремонту повітрянагрівача (варіант 1), наприклад, насадки з каналами діаметром 41 мм на 30 мм збільшується на 46 % питома об'ємна поверхня нагрівання, середня температура відхідних димових газів практично не

змінюється, але на 4 % зростають витрати доменного газу. При цьому для умов доменної печі об'ємом 1513 м³ на 78 °С збільшується температура гарячого дуття, що дозволяє зекономити 9500 т/рік коксу при тих же габаритах повітрянагрівачів.

5. При будівництві або реконструкції повітрянагрівачів з використанням насадки з каналами діаметром 30 мм та при заданих значеннях витрат та температурі гарячого дуття у порівнянні з насадкою з каналами діаметром 41 мм (варіант 2) загальна поверхня нагріву зростає на 12,3 %, а висота насадки зменшується на 8,36 м. При цьому витрати доменного газу та температури відхідних димових газів практично не змінюються.

6. При зменшенні діаметру каналів насадки збільшується кількість їх отворів та загальна поверхня нагрівання, але зменшується маса вогнетривів, що негативно впливає на рівень температури гарячого дуття. Показано, що при заміні насадки з каналами діаметром 41 мм на насадку з діаметром каналів 30 мм маса насадки зменшується на 22,3%. При цьому збільшується перепад максимальних та мінімальних температур, що призводить до зменшення середньої температури дуття.

7. Розрахунки показали, що не зважаючи на те, що діаметр каналів насадки зменшується, а швидкість димових газів збільшується, загальні втрати тиску теплоносія практично не змінюються за рахунок зменшення висоти насадки. При цьому немає необхідності в заміні вентилятора пальників повітрянагрівачів.

Перелік посилань

1. Карп И. Н., Сухин Е. И. Количественная оценка влияния внедрения энергосберегающих технологий на экономию природного газа в промышленности и энергетике. Экотехнологии и ресурсосбережение. 2007. № 4. С. 24-44.

2. Мендрес С., Сперроу Е. М. Турбулентный теплообмен и его интенсификация, потери давления и картины течения жидкости в трубах с периодическим сужением и расширением проходного сечения. Теплопередача. М.: Мир, 1984. № 1. С. 57-66.

3. Онищенко В. Н., Халатов А. А. Обобщение опытных данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению в плоских каналах со сферическими углублениями в поверхности. Промышленная теплотехника. 2007. Т. 29, № 4. С. 5-13

4. Повышение температуры дуття в доменном производстве. Бюллетень Черметинформации. 1987. Вип. 3.- 28 с.

5. Теплотехнические расчеты металлургических печей / Китаев Б. И., Зобнин Б. Ф., Ратников В. Ф. и др. М. : Металлургия, 1970. – 530 с.

6. Соломенцев С. Л. Рациональные типы насадок доменных воздухонагревателей. Липецк: ЛГТУ, 2001.- 432 с.

7. Вилмот А., Бёрнс А. Рекуперативная аналогия расчета нестационарных

режимов теплових регенераторов. Тепломассоперенос. 1979. Т. 22. № 7. С. 1107-1115.

8. Грес Л. П., Самойленко Т. В., Флейшман Ю. М., Малый В. В., Гусаров А. С., Жариков А. Н. Современный подход к проектному расчету доменных воздухонагревателей. *Металлургическая теплотехника*. 2001. Том 4. С. 130-134.

9. Грес Л. П. Уточнение граничных условий по высоте насадки доменных воздухонагревателей // *Системные технологии*. 2001. Выпуск 3 (1 ч.). С. 47-52.

10. *Металлургические печи. Теория и расчеты*. Т. 2 / Под общ. ред. В. И. Тимошпольского, В. И. Губинского. Минск: Белорус. наука, 2007. 832 с.

11. Грес Л. П. Исследование стойкости огнеупоров в доменных воздухонагревателях / Л. П. Грес, В. В. Малый, Ю. М. Флейшман // *Теория и практика металлургии*, 1999. № 1. С. 35-37.

12. Хитаваси Токаски. Теплопередача в воздухонагревателях и экономия энергии // *Кобэ сэйко гихо*. 1984. Т. 34. № 4. С. 54-58.

13. *Нормы технологического проектирования доменных цехов: ОНТПУ 1-1-94*. Днепропетровск: Укрспромез, 1994. 45 с.

14. *Теплообменники доменных печей* / Под общей ред. Л. П. Греса. Д. : Пороги, 2012. 491 с.

15. Грес Л. П. Выбор поверхности нагрева и массы насадки доменных воздухонагревателей. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2001. № 6. С. 100-102.

16. Сана Д. Конструкция и размеры воздухонагревателей // *Черные металлы*. 1975. № 15. С. 28-30.

17. Пальц Г. С. Критерии конструирования системы горячего дутья для надежной работы доменной печи. *MPT. Metallurgical plant and technology*. 1992. № 2. С. 34-37.

References

1. Karp, I. N., & Sukhin, E. I. (2007). *Kolichestvennaia otsenka vliianiia vnedreniia energosbergaiushchikh tekhnologii na ekonomiiu prirodnogo gaza v promyshlennosti i energetike. Ekotekhnologii i resursosberezhenie*, (4), 24-44

2. Mendres S., & Sperrou E. M. (1984). Turbulentnyi teploobmen i ego intensivifikatsiia, poteri davleniia i kartiny techeniia zhidkosti v trubakh s periodicheskim suzheniem i rasshireniem prokhodnogo secheniia. *Teploperedacha*, (1) 57-66

3. Onishchenko, V. N., & Khalatov, A. A. (2007). Obobshchenie opytnykh danikh po teploobmenu i gidravlicheskomu soprotivleniiu v ploskikh kanalakh so sfericheskimi uglublenniiami v poverkhnosti. *Promyshlennia teplotekhnika*, 29(4), 5-13

4. Povyshenie temperatury dutia v domennom proizvodstve. (1987). *Biulleten Chernetinformacii*. Issue 3

5. Kitaev, B. I., Zobnin, B. F., Ratnikov, V. F. et al. (1970). *Teplotekhnicheskie raschety metallurgicheskikh pechei*. Metallurgiiia, 1970. – 530 s.

6. Solomentcev, S. L. (2001). *Ratsionalnye tipy nasadok domennykh vozdukhonagrevatelei*. LGTU

7. Vilmot, A., & Berns, A. (1979). Rekuperativnaia analogiia rascheta nestatsionarnykh rezhimov teplovykh regeneratorov. *Teplomassoperenos*, 22(7), 1107-1115

8. Gres, L. P., Samoilenko, T. V., Fleishman, Iu. M., Malyi, V. V., Gusarov, A.

S., & Zharikov, A. N. (2001). Sovremennyyi podkhod k proektnomu raschetu domennykh vozdukhonagrevatelei. *Metallurgicheskaiia teplotekhnika*, 4, 130-134

9. Gres, L. P. (2001). Utochnenie granichnykh uslovii po vysote nasadki domennykh vozdukhonagrevatelei. *Sistemnye tekhnologii*, 3 (Part 1), 47-52

10. Timoshpolskii, V. I., & Gubinskii, V. I. (Eds.). (2007). *Metallurgicheskie pechi. Teoriia i raschety. Vol. 2.* Belorus. nauka.

11. Gres, L. P., Malyi, V. V., & Fleishman, Iu. M. (1999). Issledovanie stoikosti ogneuporov v domennykh vozdukho-nagrevateliakh. *Theory and Practice of Metallurgy*, (1), 35-37

12. Khitavasi Tokaski. (1984). Teploperedacha v vozdukhonagrevateliakh i ekonomiiia energii. *Kobe seiko gikho*, 1984, 34(4), 54-58

13. *Normy tekhnologicheskogo proektirovaniia domennykh tcekhov: ONTPU 1-1-94.* (1994). Ukgipromez

14. Gres, L. P. (Ed.). (2012). *Teploobmenniki domennykh pechei.* Porogi

15. Gres, L. P. (2001). Vybor poverkhnosti nagreva i massy nasadki domennykh vozdukhonagrevatelei. *Metallurgicheskaiia i gornorudnaiia promyshlennost.* (6), 100-102

16. Sana, D. (1975). Konstruktsiia i razmery vozdukhonagrevatelei. *Chernye metally*, (15), 28-30

17. Paltc, G. S. (1992). Kriterii konstruirovaniia sistemy goriachego dutia dlia nadezhnoi raboty domennoi pechi. MPT. *Metallurgical plant and technology*, (2), 34-37

L. P. Gres¹, D. Sc. (Tech.), Professor, ORCID 0000-0002-5343-3438

O. V. Gupalo^{1,*}, Ph. D. (Tech.), Assoc. Prof., ORCID 0000-0003-3145-9220

O. O. Yeromin¹, D. Sc. (Tech.), Professor, ORCID 0000-0001-8306-578X

Ye. O. Karakash¹, Ph. D. (Tech.), Assoc. Prof., ORCID 0000-0003-3833-2396

S. Ye. Sulimenko¹, Ph. D. (Tech.), Assoc. Prof., ORCID 0000-0001-5755-3093

Ye. V. Peretiatchko¹, Master's degree, ORCID 0009-0009-2026-2239

¹ *Ukrainian State University of Science and Technologies*

* *Corresponding author: o.v.gupalo@ust.edu.ua*

INVESTIGATION OF HOT BLAST TEMPERATURE VARIATION, HEAT TRANSFER, GAS DYNAMIC, AND DESIGN PARAMETERS OF BLAST FURNACE STOVES USING HIGH-EFFICIENCY CHECKERWORK SHAPES

Abstract. Improving the energy efficiency of blast furnace production remains one of the most pressing tasks, as it significantly affects the competitiveness of metallurgical products in global markets and allows for a substantial reduction in harmful emissions and minimization of the anthropogenic impact on the environment. One of the well-known and effective ways to reduce energy consumption in pig iron production is to increase the hot blast temperature, which is heated in blast furnace stoves. Improving stove designs by applying high-efficiency checkerwork shapes is a promising direction for increasing the blast temperature and saving specific coke consumption

in the blast furnace process. The aim of this work is a comprehensive investigation of changes in heat transfer, gas dynamic, and design parameters of blast furnace stoves when replacing traditional checkerwork with high-efficiency counterparts. Two main options are considered: the first involves replacing the checkerwork during a major overhaul without changing the chamber volume or the structural parameters of the stove; the second option concerns stove reconstruction, where the design dimensions of the checkerwork and the stoves themselves are changed depending on the required hot blast temperature. The research content is based on numerical calculations of heat transfer parameters in the checkerwork, the temperature distribution of flue gases and the blast along the height of the checkerwork, as well as the determination of the required heating surface and changes in pressure losses of the gases flows. The research results indicate that replacing the checkerwork with a reduced channel diameter provides a substantial increase in the specific volumetric heating surface. It is shown that for the first option, replacing checkerwork with 41 mm diameter channels with 30 mm channels allows increasing the hot blast temperature by 78 °C, which contributes to a reduction in specific coke consumption by 9.0–9.5 kg/t while maintaining the stove dimensions. However, this entails a 4% increase in blast furnace gas consumption for heating the stoves. The second option demonstrates that when reducing the channel diameter from 41 to 30 mm, the total heating surface increases by 12.3%, and the checkerwork height decreases by 8.36 m, thereby allowing for a reduction in the overall structural dimensions. It was established that reducing the channel diameter while increasing their quantity contributes to the growth of the heating surface but leads to a 22.3% reduction in the mass of refractories, which may exacerbate fluctuations in the blast temperature and shorten the service life between repairs of the checkerwork due to potential clogging or displacement of rows. Analysis of gas dynamic characteristics showed that, despite changes in the gases velocities, the total pressure losses in the system remain almost unchanged due to a corresponding decrease in the checkerwork height, which avoids the need for replacing the blower equipment.

Key words: blast furnace stoves, checkerwork, hot blast temperature, heat transfer, energy efficiency, specific coke consumption.

For citation: Gres, L. P., Gupalo, O. V., Yeromin, O. O., Karakash, Ye. O., Sulimenko, S. Ye., & Peretiatko, Ye. V. (2026). Investigation of hot blast temperature variation, heat transfer, gas dynamic, and design parameters of blast furnace stoves using high-efficiency checkerwork shapes. *Fundamental and applied problems of ferrous metallurgy*, 40, 349-363. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2026-40-022>

Рукопис надійшов до редакції / Received 23.02.2026

Рекомендовано до друку / Accepted 28.05.2026

Опубліковано / Published 30.05.2026