

УДК 669.162.261.2

DOI: 10.31498/2225-6733.53.1.2026.359812

**АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЛИТИХ КОЛОСНИКІВ ЯК ФАКТОР ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ В КОНВЕЄРНИХ АГРЕГАТАХ ТЕРМОЗМІЦНЕННЯ МЕТАЛУРГІЙНОЇ СИРОВИНИ****Панченко Г.М.**канд. техн. наук, доцент, Державний університет економіки і технологій, м. Кривий Ріг, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7565-0380>, e-mail: [panchenko\\_hm@duet.edu.ua](mailto:panchenko_hm@duet.edu.ua);**Іванов А.С.**заступник начальника фабрики огрудування з інжинірингу, ПрАТ «Центральний гірничо-збагачувальний комбінат», м. Кривий Ріг, e-mail: [andrey.ivanov@metinvestholding.com](mailto:andrey.ivanov@metinvestholding.com)

У роботі проведено аналіз конструкцій литих колосників, що використовуються в агрегатах термозміцнення металургійної сировини. Необхідність дослідження зумовлена дією екстремальних циклічних термічних навантажень (400–1000°C) та потребою в збільшенні міжремонтного періоду обпалювальних конвеєрних машин і стабілізації виробничих циклів. Метою роботи є систематизація факторів, що впливають на експлуатаційну надійність колосників, та інженерне обґрунтування шляхів збільшення терміну їх служби. На основі порівняльного аналізу колосників, що експлуатуються на машинах типу Lurgi-552 (ПрАТ ПівнГЗК) та ОК-324 (ПрАТ ЦГЗК), встановлено вплив конструктивних особливостей на характер їх зношування. Особливу увагу приділено аеродинамічній стабільності колосникового поля. Встановлено, що застосування жорсткої пазової системи фіксації (характерної для конструкції колосників на машинах ОК-324) усуває «ефект накопичення похибок збірки», притаманний безпазовим аналогам, що використовуються на машинах Lurgi-552 при ручному монтажі. Розрахований коефіцієнт монтажно-ї щільності для пазової конструкції становить 0,976, тоді як для безпазових аналогів – 0,930. Наукова новизна дослідження полягає у встановленні взаємозв'язку між конструктивною жорсткістю колосників і розподілом термічних напружень. Розрахунки довели, що пазова конструкція колосників забезпечує на 12,7% більшу площу «живого перерізу» (0,5410 м<sup>2</sup> проти 0,4799 м<sup>2</sup>), що знижує швидкість фільтрації теплоносія, мінімізує абразивне зношування та втрати пилу. Крім того, теоретичний аеродинамічний опір такого колосникового поля на 27,2% нижчий, що забезпечує істотне зменшення енергоспоживання тяго-дутьових систем. Практичне значення роботи полягає в наданні рекомендації щодо впровадження ефективних конструкцій колосників, які дозволяють підвищити їх експлуатаційний ресурс у 1,5–1,7 рази без зміни технологічного циклу. Запропоновані рішення забезпечують рівномірність термічної обробки окатишів завдяки усуненню «холодних зон» на площі палети.

**Ключові слова:** литі колосники; термозміцнення сировини; експлуатаційна довговічність; металургійне обладнання; параметри технологічного процесу; конструктивна оптимізація; термічна деградація; зносостійкість; ресурсозаощадження.

**Постановка проблеми**

Фундаментом ефективного функціонування сучасних агломераційних та обпалювальних машин конвеєрного типу є стан їх вантажонесучого полотна, що формується шляхом монтажу на рамах спікальних візків-палет декількох рядів колосників. Від конструктивного виконання колосникових ґрат безпосередньо залежать показники газопроникності шихтового шару, рівномірність розподілу теплових потоків та, як наслідок, якість кінцевого металургійного продукту – агломерату або окатишів.

На сьогодні перед вітчизняними підприємствами металургійної галузі постає гостра проблема підвищення енергоефективності конвеєрних агрегатів при одночасному зниженні металоємності обладнання. Традиційні зварні та суцільнолиті конструкції колосників часто не забезпечують оптимального балансу між стійкістю до критичних температур (понад 1000°C) та аеродинамічними характеристиками. Передчасний вихід з ладу елементів ґрат призводить до неконтрольованого просипу матеріалу, порушенню технологічного процесу обпалення та зниження продуктивності машини.

Попри значну еволюцію конструкцій – від простих пластинчастих елементів до складних S-подібних та хвилеподібних профілів, що використовують ефекти «теплового насоса» та лабіринтної герметизації – питання вибору раціональної геометрії залишається дискусійним. Необхідність мінімізації металоємності колосників при збереженні їхнього міжремонтного ресурсу та забезпечення стабільного теплообміну в умовах високотемпературного середовища вимагає глибокого аналізу конструкційних особливостей та їхнього впливу на експлуатаційні показники агрегатів.

Таким чином, комплексний аналіз конструкційних особливостей литих сталевих колосників є актуальним науково-технічним завданням, спрямованим на пошук балансу між ресурсозаощадженням, надійністю та інтенсифікацією технологічних процесів у металургійному виробництві.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій**

Проблема вдосконалення конструктивних параметрів колосникових полів конвеєрних машин залишається пріоритетним напрямком досліджень через безпосередній вплив стану ґрат на термодинаміку

процесів спікання та обпалювання. Сучасний етап розвитку наукової думки у цій галузі характеризується переходом від простого опису конструкцій до комплексного аналізу взаємозв'язку між геометрією виливка, характером теплових потоків та механізмами деградації матеріалу в екстремальних умовах експлуатації.

Одним із ключових шляхів підвищення ефективності агрегатів є інтенсифікація теплообміну через оптимізацію активного перетину колосників. Встановлено, що застосування елементів зі змінним профілем та збільшеним кутом контактних граней сприяє зниженню термічного навантаження на металокопункції палет. Такий ефект досягається завдяки покращенню аеродинамічних характеристик ґрат та інтенсифікації конвективного охолодження робочих поверхонь потоками газу [1, 2].

Важливим аспектом тривалої працездатності обладнання є забезпечення стабільної газопроникності шару. Доведено, що конструктивне виконання колосників повинно мінімізувати просип дрібних фракцій шихти, водночас реалізуючи механізм самоочищення зазорів. Раціональне використання площі опорних вузлів та впровадження дистанційних приливів дозволяє підтримувати стабільний «живий переріз» протягом усього міжремонтного циклу, що є критичним фактором для забезпечення рівномірності термозміцнення сировини [3].

Особлива увага в науковій літературі приділяється фундаментальному аналізу причин передчасного виходу деталей з ладу. На основі металографічних та мікроструктурних досліджень ідентифіковано, що основними чинниками деградації високолегованих сталей (зокрема системи Cr-Ni) є циклічні температурні коливання, які спричиняють пластичну деформацію, термічну втому та утворення глибоких тріщин [4]. Хімічна стабільність матеріалу не завжди є гарантією довговічності, оскільки експлуатаційні фактори призводять до виділення крихких фаз та карбідної сітки по межах зерен, що знижує в'язкість сталі. Це обумовлює необхідність такого профілювання робочих поверхонь, яке б забезпечувало мінімізацію концентраторів напружень та рівномірний розподіл температурного поля [5].

Перспективним інструментом прогнозування поведінки колосникових ґрат є чисельне моделювання тепломасообмінних процесів. Результати CFD-аналізу підтверджують, що конфігурація робочої зони колосника є визначальним параметром для керування швидкістю переміщення фронту горіння. Використання методів математичного моделювання дозволяє науково обґрунтувати можливість зниження металоємності виливка без втрати його жорсткості та теплофізичної ефективності [6, 7].

Таким чином, незважаючи на наявність значного масиву даних щодо матеріалознавчих та конструктивних аспектів, питання пошуку оптимальної геометрії литих колосників, яка б гармонізувала вимоги ресурсо-заощадження та експлуатаційної надійності,

залишається відкритим, що і визначає актуальність даного дослідження.

---

### Мета статті

---

Метою роботи є виявлення та систематизація ключових факторів, що визначають експлуатаційну довговічність литих колосників в умовах термозміцнення металургійної сировини, а також обґрунтування шляхів підвищення ресурсу роботи обладнання. У межах реалізації цієї мети здійснюється порівняльний аналіз виробничого досвіду експлуатації різних конструкцій колосників, що дозволяє визначити вплив конструктивно-технологічних особливостей виробів на характер зносу та інтенсивність деградації металу.

---

### Матеріали та методи

---

Об'єктом дослідження є конструкція колосникового поля конвеєрних машин термозміцнення металургійної сировини. Предметом дослідження виступає вплив геометричних параметрів колосників на розподіл термічних напружень та аеродинамічну ефективність газопроникної системи агрегату.

Для обґрунтування технічних рішень застосовано комплексний підхід, що базується на фундаментальних положеннях теплофізики та механіки деформованого твердого тіла.

Оцінку термічного стану колосників виконано на основі рівняння теплопровідності Фур'є для стаціонарних процесів.

Аналіз конструктивної жорсткості колосників проводився з використанням положень теорії опору матеріалів. Геометричні чинники, що зумовлюють утворення зон підвищеної напруженості, визначалися шляхом креслярсько-конструкторського аналізу профілів колосників. Вплив пазової системи фіксації на перерозподіл зусиль, спричинених термічним розширенням елементів конструкції, оцінювався відповідно до закону Гука.

Оцінку опору газового потоку при проходженні через колосникове поле виконано на основі рівняння Дарсі-Вейсбаха. Це дало можливість встановити залежність між конструктивною щільністю монтажу колосників, площею «живого перерізу» колосникового поля та енергоспоживанням тяго-дутьових систем агрегату.

Проведено порівняльний аналіз конструкцій колосників, що експлуатуються на конвеєрних машинах типу Lurgi-552 (ПрАТ «ПівнГЗК») та ОК-324 (ПрАТ «ЦГЗК»). Основою дослідження стали виробничі дані щодо напрацювання колосників до заміни. Це дозволило оцінити вплив конструктивної жорсткості та так званого «ефекту накопичення похибок збірки» на інтенсивність абразивного зношування робочих поверхонь.

**Виклад основного матеріалу**

Розвиток конструкцій колосників відбувався шляхом пошуку балансу між двома протилежними чинниками: забезпеченням максимального «живого перетину» для проходження газів та збереження механічної міцності при високих термічних навантаженнях [8-10]. Аналіз існуючих рішень дозволяє виділити декілька ключових напрямків модернізації.

1. Оптимізація геометрії робочої частини для підвищення газопроникності.

Одним із базових підходів є зміна профілю середньої частини колосника. Характерним прикладом є конструкція, наведена на рис. 1, де робоча частина має трапецеїдальну форму з чітко визначеним співвідношенням радіусів кривизни.

Експериментально встановлено, що дотримання відношення зовнішнього радіуса до внутрішнього в межах 1,08–1,22 при товщині перетину 20–60 мм дозволяє не лише стабілізувати шар шихти, а й мінімізувати термічні напруження, що виникають при циклічному нагріві.

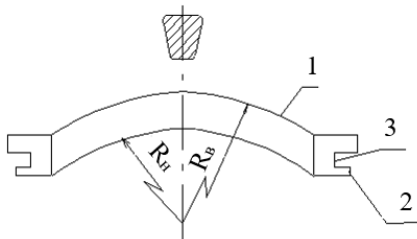


Рис. 1 – Конструкція колосника з трапецеїдальною формою робочої частини: 1 – робоча частина; 2 – головка колосника; 3 – зів для кріплення колосника;  $R_b$  – радіус постійної кривизни верхньої поверхні;  $R_n$  – радіус постійної кривизни нижньої поверхні

2. Конструкції з посиленими вузлами фіксації та самоочищення.

Наступним етапом еволюції стали колосники з модернізованими головками та опорними елементами. У конструкції на рис. 2 головна увага приділена зіву для кріплення.

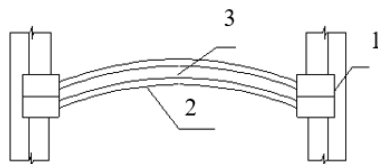


Рис. 2 – Колосник, з посиленими вузлами фіксації: 1 – бічні опори; 2 – подовжні ребра; 3 – зазор

Наявність виступів на торцях головки (рис. 3) виконує подвійну функцію:

– забезпечує стабільний технологічний зазор між суміжними деталями;

– створює ефект самоочищення колосникового поля під час вібраційного впливу при русі палет [8].

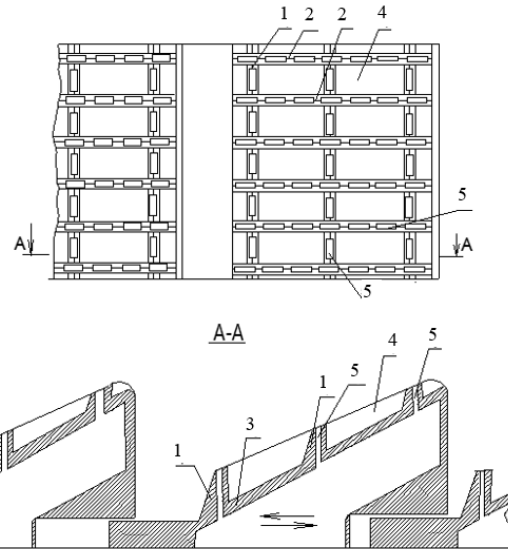


Рис. 3 – Колосникові ґрати, зібрані з плитчастих колосників: 1 – система поперечних ребер; 2 – система подовжніх ребер; 3 – робоча поверхня; 4 – відсіки; 5 – щілиновидні отвори

3. Спеціалізовані рішення для зон інтенсивного термомеханічного зносу.

Для машин, що працюють в умовах підвищеного абразивного впливу, було розроблено колосники з потовщеними приливами у верхній частині (рис. 4).

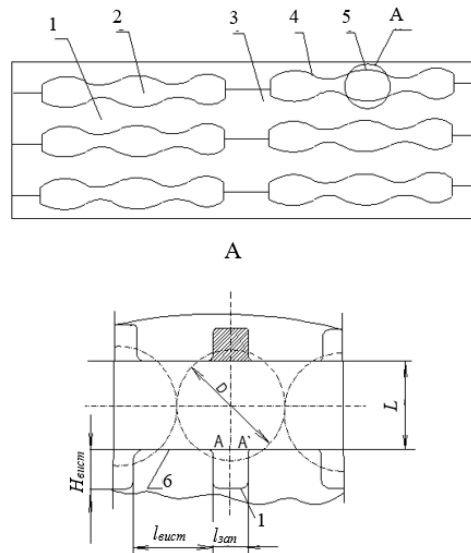


Рис. 4 – Колосникові ґрати і ділянка корпусу колосника з детальним потоншенням западин і виступів: 1 – колосник обпальовального візка; 2 – зазор; 3 – дистанційні бобишки; 4 – бічні поверхні; 5 – корпус колосника; 6 – виступи; 7 – западини;  $L$  – ширина існуючого зазору між колосниками;  $H_{вист}$  – висота виступів на бічних поверхнях;  $l_{вист}$  – ширина виступів;  $l_{зап}$  – ширина западин

Така конфігурація дозволяє компенсувати втрату металу внаслідок мікрорізання торцевих стінок, тим самим подовжуючи міжремонтний період експлуатації машини.

4. Профілювання поперечного перерізу для інтенсифікації тепловідводу від робочої зони.

Однією з основних причин втрати работоздатності колосників є їх обгорання, що призводить до неконтрольованої зміни форми та розмірів деталей. Для вирішення цієї проблеми було запропоновано конструкцію, що базується на раціональному перерозподілі маси металу по перетину колосника (рис. 5–8).

Загальна компоновка виробу (рис. 5) передбачає наявність верхніх (1) та нижніх (2) опорних рожків, які забезпечують стабільну фіксацію основного тіла (3) на пальцевих балках спікального візка. Проте ключова науково-технічна новизна даної розробки зосереджена у специфічній формі робочої частини колосника (рис. 6). На відміну від традиційних конструкцій, тут застосовано вогнутий профіль бокових стінок (5) та суттєве розширення основи (6) основного тіла.

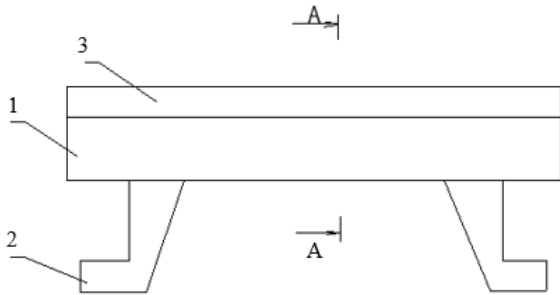


Рис. 5 – Загальний вигляд колосника з посиленою основою (вигляд збоку): 1 – верхній опорний рожок; 2 – нижній опорний рожок (елементи замкового кріплення); 3 – основне робоче тіло

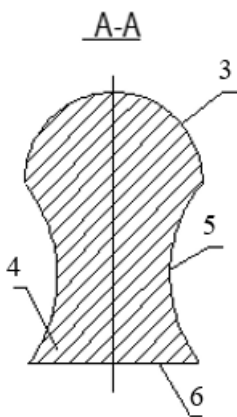


Рис.6 – Поперечний розріз колосника з посиленою основою: 3 – робоча головка (напівсферична); 4 – масивна нижня частина (тепловий акумулятор); 5 – вогнуті бокові стінки; 6 – розширена основа

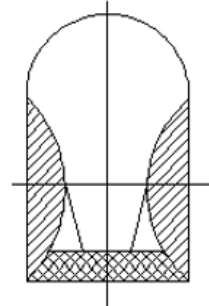


Рис. 7 – Графічна схема перерозподілу маси металу по перетину

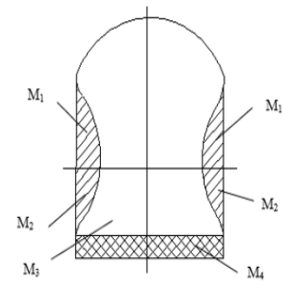


Рис. 8 – Розрахункова модель визначення геометричних параметрів колосника

Фізична сутність запропонованого профілювання полягає у створенні ефекту «теплового насоса». Масивна нижня частина (4) виконує функцію акумулятора тепла (холодильника), куди за рахунок високої теплопровідності матеріалу відводиться надлишкове теплове навантаження від робочої головки (2), що безпосередньо контактує з розпеченим шаром агломерату. Така інтенсифікація внутрішнього теплообміну дозволяє стабілізувати температуру робочої поверхні нижче критичних значень газової корозії.

Механізм формування такої структури базується на принципі раціонального перерозподілу металу, що наочно ілюструє схема порівняння з базовим колосником (рис. 7). Шляхом перенесення об'ємів маси ( $M_1$ ,  $M_2$ ) з бокових граней у нижню частину ( $M_4$ ) досягається приріст масивності теплопровідного вузла без збільшення загальної металоемності виробу (рис. 8).

Теоретичне обґрунтування параметрів моделі (рис. 8) дозволило встановити математичну залежність між геометричними характеристиками перерізу. Експериментально доведено, що оптимальне відношення мінімальної ширини колосника до його ширини в місці спряження має знаходитися в межах 0,33–0,75, а збільшення абсолютної ширини основи до 40–60 мм забезпечує найбільш сприятливий градієнт температур. Впровадження даного профілю дозволяє знизити інтенсивність обгорання деталей та підвищити їхній експлуатаційний ресурс у 1,5–1,7 раза порівняно з серійними зразками.

5. Лабіринтні та криволінійні форми торцевих поверхонь.

Одним із найбільш ефективних методів підвищення ККД процесів термозміцнення металургійної сировини є застосування колосників із нелінійною геометрією торцевих поверхонь, що дозволяє мінімізувати паразитні підсоси повітря. Характерним прикладом реалізації принципу взаємопов'язаних профілів є конструкція, представлена на рис. 9 та 10.

Колосник складається з робочої частини (1) та головки (2) із зівом (3) для встановлення на балку. Ключовою особливістю рішення є те, що опорна частина головки виконана зі спеціальним виступом (4) та пазом (5). Геометричні параметри цих елементів чітко

регламентовані: їхня довжина становить 0,5–1,0, а ширина та висота – 0,3–0,6 від відповідних розмірів опорної частини головки.

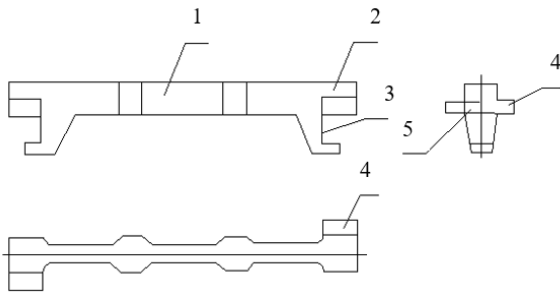


Рис. 9 – Колосник криволінійною формою торцевих поверхонь (три проекції): 1 – робоча частина; 2 – головка; 3 – зів; 4 – виступ; 5 – паз

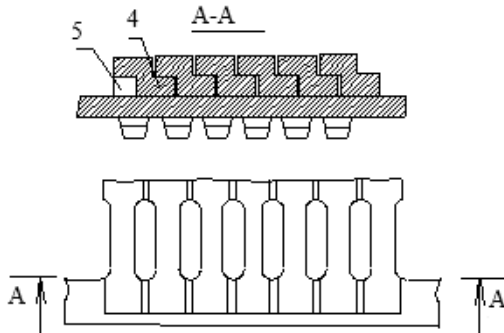


Рис. 10 – Частина колосникових ґрат з розрізом по А-А: 4 – виступ; 5 – паз

Така конфігурація реалізує концепцію лабіринтного ущільнення та механічної взаємоблокації. При складанні колосникового поля виступ (4) одного колосника входить у паз (5) суміжного (рис. 10). Це виконує дві критичні функції:

- аеродинамічна стабілізація: викривлення лінії стику створює додатковий опір для потоків газу в місцях контакту. Це перешкоджає прориву теплоносія повз шар шихти, спрямовуючи його безпосередньо в зону реакції;

- запобігання аварійним ситуаціям: наявність системи «виступ-паз» запобігає випаданню частин колосника у разі його випадкової поломки під час експлуатації. Сусідні деталі утримують пошкоджений фрагмент у ґратах, запобігаючи його потраплянню в тягнуттєві механізми.

Таким чином, впровадження лабіринтних форм дозволяє одночасно підвищити газодинамічну ефективність агрегату та експлуатаційну надійність решітчастого полотна в умовах інтенсивного термічного зносу.

6. Конструкційні заходи щодо підвищення надійності фіксації та запобігання вібраційному зносу.

Важливою науково-технічною проблемою при експлуатації набірних колосникових полів є самовільне переміщення деталей вздовж несучих балок палет під дією знакозмінних термічних навантажень та вібрацій. Для нівелювання цього явища та стабілізації газодинамічного опору шару розроблено систему кріплення зі зміщеними дистанційними елементами (рис. 11, 12) [10].

Конструкція колосника (рис. 11) включає основне тіло (1) та опорні рожки (2), що утворюють посилений зів для охоплення балки палети. Ключовою особливістю є наявність дистанційних планок (3), які розташовані на бокових поверхнях основного тіла зі зміщенням відносно вертикальної осі симетрії. Така конфігурація дозволяє при наборі колосників у касету створювати жорстке зчеплення між суміжними деталями.

Як видно з рис. 12, при формуванні колосникового поля дистанційні планки одного колосника впираються у планки або тіло сусіднього, що гарантує збереження заданого технологічного зазору  $\Delta Z$  по всій площі палети. Це не лише стабілізує положення кожної окремої деталі, а й суттєво знижує контактні напруження в зоні підвісу, запобігаючи передчасному руйнуванню голівок колосників внаслідок втомних тріщин та вібраційного стирання. Впровадження зміщених планок дозволяє створити самоцентровану систему, яка зберігає свою геометрію навіть при значних термічних деформаціях несучих металоконструкцій.

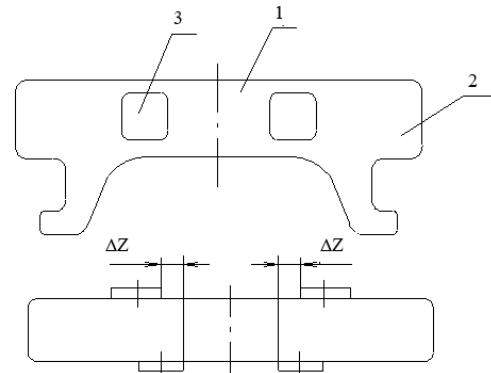


Рис. 11 – Колосник зі зміщеними дистанційними планками: 1 – основне тіло колосника; 2 – опорні рижок; 3 – дистанційна планка

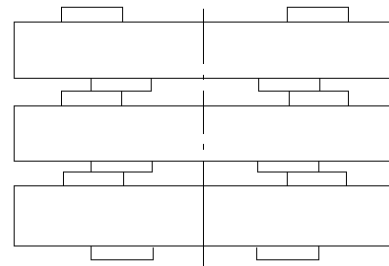


Рис. 12 – Колосникове поле з колосників зі зміщеними дистанційними планками

Окрему увагу заслуговує конструкція, зображена на рис. 13. Тут реалізовано принцип «динамічного зазору». Спеціальні виступи на бокових гранях головки не лише дистанціюють колосники один від одного, а й утворюють канали змінного перерізу. Така геометрія сприяє:

- турбулізації газового потоку: що покращує теплообмін між газом і робочою поверхнею колосника;
- механічному самоочищенню: під час розвантаження палет на барабані, за рахунок мінімального люфту в кріпленні, відбувається взаємне мікрозміщення колосників, що призводить до руйнування та видалення дрібних фракцій просипу, які застрягли в зазорах.

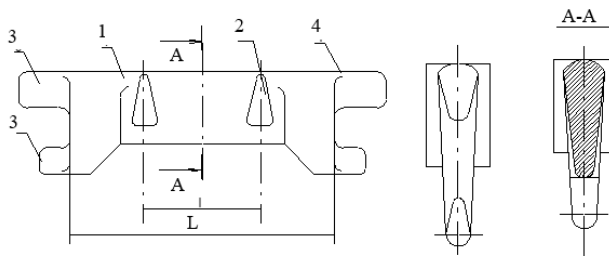


Рис. 13 – Конструкція колосника з трикутним перетином: 1 – тіло колосника; 2 – контактні поверхні; 3 – замкові частини; 4 – робоча поверхня колосника

7. Досвід зарубіжного проектування та вітчизняні промислові стандарти.

Аналіз світової практики підтверджує, що вибір конструкції колосника тісно пов'язаний зі специфікою сировинної бази та потужністю агрегатів.

На обпалювальних машинах у Польщі (рис. 14) перевага надається масивним конструкціям з посиленою нижньою частиною, що забезпечує високу жорсткість при значній товщині шару окатишів [11].

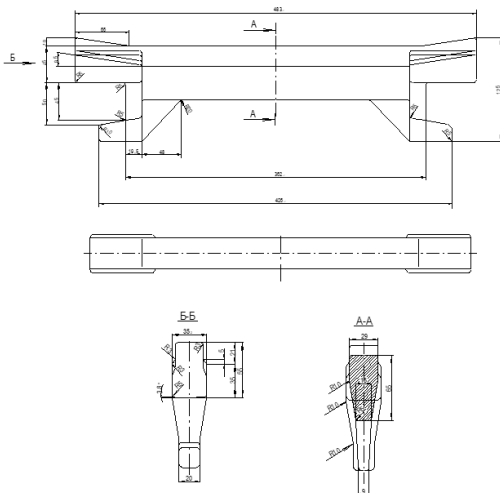


Рис. 14 – Конструкція колосника, що застосовується на обпалювальних машинах у Польщі

Німецька школа проектування (рис. 15) [11] орієнтована на «прямі» колосники з максимально чистими лініями профілю, що полегшує їх виготовлення методом точного лиття та забезпечує мінімальний опір повітря.

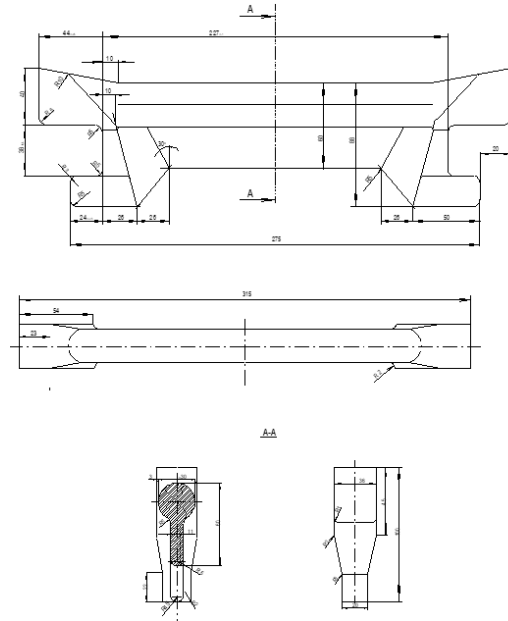


Рис. 15 – Конструкція колосника, що встановлюється на обпалювальних машинах в Німеччині

Конструкції, що застосовуються в Македонії (рис. 16) [11], вирізняються специфічною формою головки, оптимізованою для швидкої заміни в умовах коротких технологічних зупинок.

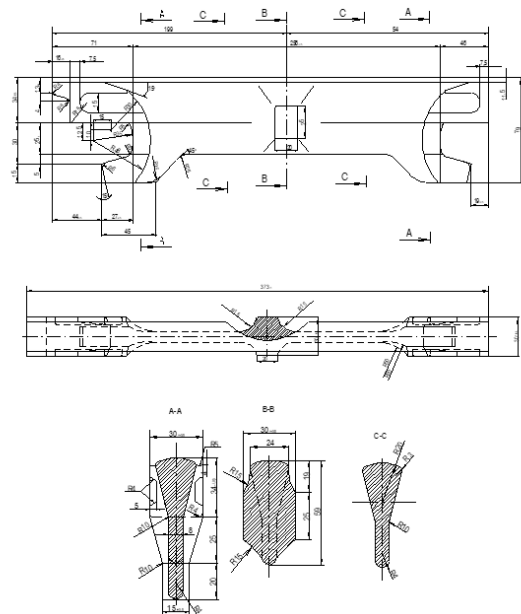


Рис. 16 – Конструкція колосника, що встановлюється на обпалювальних машинах в Македонії

Для українських підприємств, (зокрема розробок, орієнтованих на потужності ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», ПрАТ «Північний гірничозбагачувальний комбінат» та ПрАТ «Центральний гірничозбагачувальний комбінат») притаманний акцент на підвищенні стійкості деталей до екстремальних механічних навантажень, що виникають при роботі з великими масами магнетитових окатишів.

Важливим прикладом функціональної модернізації є конструкція, наведена на рис. 17 [10].

Архітектура цього колосника розроблена з урахуванням необхідності мінімізації негативних наслідків термічного розширення та абразивного зносу:

- посилений профіль головки: У порівнянні з базовими моделями, ця конструкція має збільшений радіус переходу від робочої частини до зони підвісу, що суттєво знижує концентрацію напружень;
- система динамічних приливів: Розташування дистанційних елементів на бокових гранях спроектовано таким чином, щоб створювати ефект «самоочищення». Під час проходження палети через розвантажувальну зірочку, коли відбувається природне вібраційне зміщення колосників, ці приливи діють як механічні деструктори для коренів просипу, що застрягли у щілинах;
- геометрія торців: Оптимізована форма бокових стінок дозволяє зберігати стабільний «живий перетин» навіть при частковому термічному жолобленні деталі.

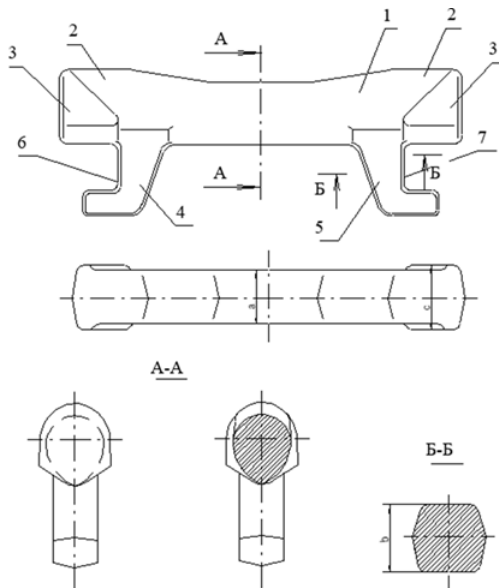


Рис. 17 – Колосник агломераційної машини на ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»: 1 – робоча частина колосника; 2 – бічна поверхня головок; 3 – прямолінійні приливи; 4, 5 – замки; 6, 7 – зиви

Традиційні «прямі» колосники (типовий представник – рис. 18, ПрАТ «ПівніГЗК»), що переважно застосовуються на конвеєрних машинах типу Lurgi-552, тривалий час були стандартом завдяки технологічній

простоті виготовлення. Однак, як показує аналіз експлуатаційних даних, така геометрія має суттєві обмеження: обмежена жорсткість у подовжньому напрямку та відсутність розвиненої системи теплообміну призводять до інтенсивного жолоблення (викривлення) під впливом циклічних термічних навантажень [8].

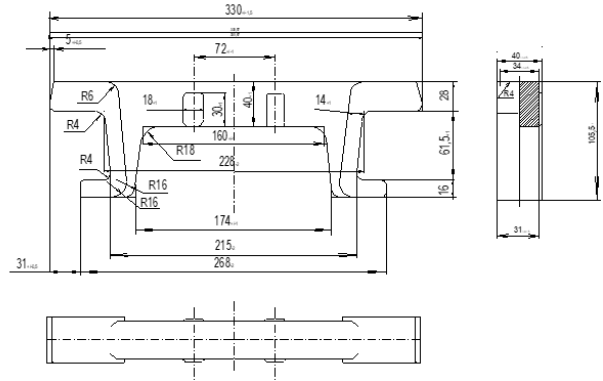


Рис. 18 – Прямий колосник обпалювальної машини на ПрАТ «ПівніГЗК»

Досліджені конструкції (рис. 1–17) демонструють спроби інженерів нівелювати недоліки традиційних систем шляхом зміни конфігурації дистанційних приливів та локальних потовщень. У порівнянні з ними, колосник машини ОК-324 (ПрАТ «ЦГЗК», рис. 19) [12] представляє якісно інший підхід, що базується на суттєвій інтенсифікації металоемності виробу.

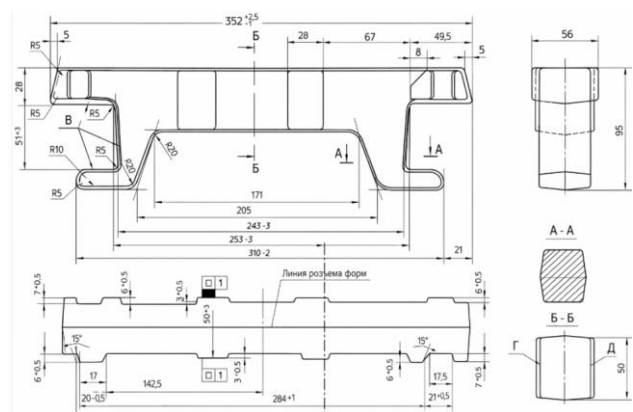


Рис. 19 – Прямий колосник обпалювальної машини на ПрАТ «ЦГЗК»

Маса колосника ЦГЗК становить 6,2 кг, що на 37% перевищує масу типового аналога системи Lurgi (ПрАТ «ПівніГЗК», 4,5 кг). Попри збільшення собівартості одиниці виробу та загального навантаження на привід палет, такий підхід забезпечує високу теплову інерційність та стабільність геометричної форми. Окремої уваги заслуговує модернізований вузол кріплення: система глибоких технологічних пазів (рис. 19) виконує функцію жорсткого просторового фіксатора,

що обмежує ступені свободи деталі при термічному розширенні та мінімізує ризик «наповзання» колосників один на одного.

Ефективність обраної стратегії підтверджується не лише зниженням питомої витрати змінного обладнання (0,012 кг/т проти 0,039 кг/т), а й стабільністю параметрів технологічного процесу. Підвищена металоемність та зміна профілю колосника ЦГЗК безпосередньо впливають на аеродинаміку шару та рівномірність термообробки окатишів. Оптимізація конструкції колосника спрямована на досягнення балансу між механічною надійністю та забезпеченням необхідного газодинамічного режиму, що є критичним для якості магнетитових окатишів.

Для кількісної оцінки цього балансу та підтвердження переваг посиленого профілю проведено розрахунок ключових характеристик жорсткості та термічної інерційності, які визначають стабільність газового тракту обпалювальної машини.

#### 1. Розрахунок геометричної жорсткості колосників

Експлуатаційна довговічність колосника в умовах високотемпературного випалу визначається його здатністю чинити опір механічному вигину під дією маси шихти. При нагріванні металу до температур 800–1000°C межа текучості сталі суттєво знижується, тому геометрична жорсткість перерізу стає критичним фактором протидії залишковим деформаціям («жолобленню»).

##### 1.1. Розрахункова модель

Для аналізу обрано найбільш навантажений робочий переріз колосника (рис. 18, 19). Розрахункова модель перерізу представлена у вигляді прямокутної балки, де несучим елементом є робоче тіло колосника, а дистанційні приливи (виступи) не враховуються як елементи, що сприймають основне навантаження [13].

Момент опору перерізу  $W_z$  визначається за класичною формулою опору матеріалів:

$$W_z = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad (1)$$

де:  $b$  – робоча ширина колосника (без урахування приливів), мм;  $h$  – висота робочої частини профілю, мм.

##### 1.2. Вихідні дані з технічних креслень

Згідно з кресленнями обох конструкцій, визначено наступні параметри:

- Колосник ОК-324: робоча ширина  $b_1 = 41$  мм; висота  $h_1 = 50$  мм.
- Колосник Lurgi-552: робоча ширина  $b_2 = 34$  мм; висота  $h_2 = 40$  мм.

##### 1.3. Розрахунок моментів опору

На основі геометричних параметрів, визначених з технічних креслень, розрахунок моментів опору для обох конструкцій колосників проводиться згідно з формулою (1):

- Для колосника ОК-324:

$$W_{z1} = \frac{41 \cdot 50^2}{6} = 17085.$$

- Для колосника Lurgi-552:

$$W_{z2} = \frac{34 \cdot 40^2}{6} = 9067 \text{ мм}^2.$$

#### 1.4. Оцінка переваги жорсткості ( $K_w$ )

Співвідношення жорсткості визначається як відношення моментів опору обох конструкцій:

$$K_w = \frac{W_{z1}}{W_{z2}} = \frac{17083}{9067} \approx 1,88. \quad (2)$$

Розрахунки (2) свідчать, що конструкція ЦГЗК має на 88% вищий запас жорсткості на вигин. Таке значне збільшення жорсткості досягається завдяки оптимізації геометричних параметрів (особливо висоти профілю). У промислових умовах це забезпечує стабільність геометрії ґрат протягом усього міжремонтного періоду, унеможливаючи виникнення залишкових деформацій (жолоблення) навіть при тривалій дії високих температур.

#### 2. Оцінка термічної стійкості та теплової інерційності

Термічна деградація металу в умовах експлуатації обпалювальних машин зумовлена не лише впливом механічного навантаження і максимальних температур, але й високими градієнтами термічних напружень, що виникають при циклічному прогріві та охолодженні палет. Здатність колосника протистояти таким напруженням безпосередньо залежить від його теплової інерційності, яка визначає динаміку зміни температури конструкції та швидкість вирівнювання температурного поля.

Процес перенесення теплоти від поверхні вглиб масиву колосника описується законом теплопровідності Фур'є [14]:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad}T,$$

де  $q$  – густина теплового потоку,  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу,  $\text{grad}T$  – градієнт температури.

У динамічних умовах обпалювальної машини саме цей закон визначає швидкість прогрівання металу: вищий градієнт температури при швидкій зміні середовища призводить до виникнення значних термічних напружень. Аналіз показує, що швидкість нагріву змінює теплові характеристики сталі, що необхідно враховувати при моделюванні температурного поля й прогнозуванні температурних градієнтів у масиві колосника під циклічними тепловими навантаженнями [15]. Враховуючи нестационарний характер нагріву, колосник розглядається як масивне тіло з певною тепловою ємністю, де кількість акумульованої теплоти визначає інтенсивність прогріву за законом теплового балансу:

$$Q = c \cdot m \cdot (T_{\max} - T_{\min}), \quad (3)$$

де:  $c$  – питома теплоємність сталі, Дж/(кг·К);  $m$  – маса колосника, кг;  $(T_{\max} - T_{\min})$  – амплітуда циклічної зміни температури поверхні колосника, К.

Згідно з рівнянням теплового балансу, кількість теплоти ( $Q$ ), яку поглинає колосник під час

проходження через зони випалу, прямо пропорційна його масі ( $m$ ).

Порівняння масових характеристик досліджуваних конструкцій свідчить про суттєву різницю в їхній тепловій інерційності: маса колосника ОК-324 складає  $m_1 = 6,2$  кг, тоді як конструкція Lurgi-552 має масу  $m_2 = 4,5$  кг. Оскільки обидві конструкції колосників виготовлені з однакового сплаву і працюють у тотожних температурних умовах ( $\Delta T = const, c = const$ ), порівняльна оцінка їхньої теплової інерційності у відповідності до формули (3) зводиться до аналізу відношення мас  $m_1$  та  $m_2$ , що формалізується коефіцієнтом термічної інерційності  $K_t$ :

$$K_t = \frac{m_1}{m_2} = \frac{6,2}{4,5} \approx 1,38. \quad (4)$$

Аналіз результатів розрахунків за формулою (4) показує, що конструкція колосника на ПрАТ «ЦГЗК» має на 38% вищу теплову інерційність. Фізично це означає, що при рівних температурних умовах нагріву колосник цієї конструкції виступає як ефективний «тепловий демпфер». Завдяки збільшеній масі, метал повільніше реагує на різкі температурні коливання, що мінімізує швидкість зростання термічних напружень ( $\frac{dT}{dt}$ ).

Згідно з законом Гука [13] для термічних деформацій, рівень напружень  $\sigma_t$  залежить від амплітуди температурних перепадів ( $\Delta T$ ):

$$\sigma_t = E \cdot \alpha \cdot \Delta T, \quad (5)$$

де:  $E$  – модуль Юнга матеріалу;  $\alpha$  – коефіцієнт лінійного розширення.

Фізичний зміст рівняння (5) для умов жорсткого закріплення колосника в палеті полягає в тому, що обмеження вільного термічного розширення металу неминує призводить до виникнення внутрішніх механічних напружень. Параметр  $E$  визначає жорсткість зв'язку між температурною деформацією та виникаючими напруженнями: при заданому перепаді температур ( $\Delta T$ ) і незмінному коефіцієнті лінійного розширення ( $\alpha$ ), вищий модуль Юнга матеріалу генерує пропорційно вищі внутрішні напруження, що наближує метал до межі текучості

Оскільки збільшена маса конструкції (рис. 19) виконує роль «теплового демпфера», вона обмежує швидкість прогріву поверхневих шарів металу та зменшує амплітуду локальних температурних коливань. Завдяки цьому вдається уникнути досягнення критичних пікових напружень  $\sigma$ , які є головним чинником зародження мікротріщин та подальшого незворотного жодлення. Таким чином, збільшення маси колосника є обґрунтованим інженерним заходом для стабілізації температурного поля палети, що забезпечує підвищення термічної стійкості конструкції та запобігає її передчасному виходу з ладу через термічну втому металу.

### 3. Аналіз фактичного «живого перерізу» колосникового поля

Ефективність обпалювання окатишів значною мірою залежить від параметрів «живого перерізу» ( $S_{акт}$ ) – сумарної площі зазорів, через які здійснюється просос теплоносія крізь шар шихти. Розрахунок проведено для стандартної палети розміром  $4000 \times 1500$  мм.

#### 3.1. Монтажна щільність наборки

В умовах реального виробництва ручна наборка не дозволяє досягти ідеальної проектної щільності. Введемо коефіцієнт монтажною щільності  $k_m = N_{факт}/N_{теор}$ , який показує, наскільки фактична кількість колосників відповідає проектній (теоретичній) можливості розміщення (табл. 1).

Ключовою відмінністю між досліджуваними конструкціями є спосіб фіксації колосників на палеті: в конструкції колосника ОК-324 завдяки наявності конструктивних пазів забезпечується жорстка фіксація колосників у посадкових місцях, що виключає їх зміщення. У Lurgi-552 через відсутність пазів  $k_m$  нижчий (0,930), що вказує на «ефект накопичення похибки» та меншу стабільність при ручній збірці.

Таблиця 1

Розрахунок коефіцієнту монтажу

Показник	ОК-324 (ЦГЗК)	Lurgi-552 (ПівнГЗК)
Проектна кількість ( $N_{теор}$ )	82 шт./ряд	100 шт./ряд
Фактична кількість ( $N_{факт}$ )	80 шт./ряд	93 шт./ряд
Коефіцієнт монтажу ( $k_m$ )	0,976	0,930

#### 3.2. Розрахунок фактичного живого перерізу

Фактична площа зазорів на палеті ( $S_{факт}$ ) визначається як добуток кількості колосників на палеті ( $N_s$ ), робочої довжини ( $L_s$ ) та ширини зазора ( $\delta$ ):

$$S_{факт} = N_s \cdot L_s \cdot \delta. \quad (6)$$

Для конструкції колосника (рис. 19) загальна кількість колосників на палеті – 320 шт., Робоча довжина одного колосника, що формує зазор, – 241,5 мм (0,2415 м), ширина зазора  $\delta_1 = 7$  мм, по формулі (6)  $S_{факт} = 0,5410$  м<sup>2</sup>.

Для колосника Lurgi-552 (рис. 18) фактична кількість колосників складає 372 шт. на палеті. Робоча довжина колосника становить 215 мм (0,215 м) при ширині зазора  $\delta_2 = 6$  мм, тоді, у відповідності з формулою (6),  $S_{факт} = 0,4799$  м<sup>2</sup>.

Розрахунки демонструють, що конструкція колосника ОК-324 забезпечує на 12,7% більшу площу живого перерізу (0,5410 м<sup>2</sup> проти 0,4799 м<sup>2</sup> у Lurgi-552), що забезпечує аеродинамічну стабільність, тобто рівномірну фільтрацію теплоносія через шар окатишів. Це усуває зони надмірного опору, характерні для вузьких зазорів (6 мм), та запобігає появі «холодних плям» (недопечених окатишів).

Збільшений зазор (7 мм) у конструкції ЦГЗК мінімізує ризик заклинювання дрібнофракцій, що утворюється при руйнуванні окатишів. Це гарантує сталість газодинамічних характеристик палети протягом усього міжремонтного циклу.

Жорстка пазова фіксація колосника ЦГЗК унеможливорює неконтрольований розподіл зазорів, що є головним недоліком конструкції ПівнГЗК. Відсутність пазових з'єднань в аналогах створює «ефект накопичення похибки»: нерівномірність кроку призводить до хаотичного розподілу повітряних потоків, утворення зон локального перегріву або «холодних плям» (зон непропінання шихти).

Натомість, конструкція ЦГЗК за рахунок стабільності фіксації забезпечує рівномірність розподілу аеродинамічного опору по всій площі палети. Це доводить, що менша номінальна площа щілин є цілеспрямованим інженерним рішенням.

#### 4. Розрахунок газодинамічної пропускної здатності колосникового поля

Для оцінки впливу конструктивних особливостей колосників на аеродинамічний режим роботи обпалювальної машини проведемо аналіз взаємозв'язку між площею живого перерізу ( $S_j$ ) та швидкістю фільтрації теплоносія ( $v_j$ ).

##### 4.1. Розрахунок швидкості потоку в зазорах

Якщо через палету проходить загальний об'єм повітря  $Q$  ( $m^3/c$ ), то швидкість потоку в зазорі  $v_j$  залежить від фактичної площі  $S_{факт}$ . Чим менша площа при тому самому  $Q$ , тим вища швидкість потоку ( $v_j = Q / S_{факт}$ ), що призводить до «ефекту ежекції» або «прориву» повітря [16].

Визначимо відносну швидкість потоку ( $v_j$ ) для порівняння конструкцій:

$$v_j = \frac{l}{S_{факт}} \quad (7)$$

Розрахунки по формулі (7) зведені в табл. 2.

Таблиця 2

Розрахунок швидкості фільтрації теплоносія в зазорах колосникових ґрат

Конструкція	$S_{факт}$ ( $m^2$ )	Відносна швидкість потоку ( $v_j$ )
ОК-324 (ЦГЗК)	0,5410	1,848
Lurgi-552 (ПівнГЗК)	0,4799	2,084

У конструкції Lurgi швидкість повітряного потоку в зазорах на 12,8% вища, ніж у ЦГЗК. Висока швидкість (за умови малої площі) провокує інтенсивний знос колосників (ерозію) та унесення дрібнофракцій шихти (пилоунос).

##### 4.2. Аеродинамічний опір колосникового поля

Для оцінки енергетичної ефективності колосникового поля доцільно розглянути залежність втрат тиску  $\Delta P$  від геометричних характеристик зазорів. Згідно з рівнянням Дарсі-Вейсбаха, при проходженні потоку

крізь місцевий опір, втрати тиску пропорційні квадрату швидкості фільтрації:

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v_j^2}{2} \quad (8)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору,  $\rho$  – густина середовища (теплоносія).

Враховуючи, що  $v_j$  залежність втрат тиску від площі живого перерізу рівняння (8) набуває вигляду:

$$\Delta P \propto \zeta \cdot \frac{Q^2}{S_{факт}^2} \quad (9)$$

При сталому об'ємному потоці ( $Q = const$ ) та ідентичних умовах руху газу, враховуючи рівняння (9), відносну зміну аеродинамічного опору ( $R$ ) можна оцінити через обернену пропорційність до квадрата площі живого перерізу:

$$R \propto \frac{1}{S_{факт}^2} \quad (10)$$

Проведемо порівняльний розрахунок відносних показників опору для досліджуваних конструкцій (10):

Для конструкції Lurgi-552:

$$R_{Lurgi} \propto \frac{1}{(0,4799)^2} \approx 4,345.$$

Для конструкції ОК-324:

$$R \propto \frac{1}{(0,5410)^2} \approx 3,416.$$

Теоретичний аеродинамічний опір ґрат Lurgi-552 перевищує показник конструкції ОК-324 на 27,2%. Отримане значення підтверджує, що менший живий переріз конструкції Lurgi створює підвищене газодинамічне навантаження на систему тягодуттєвих машин, що призводить до зростання питомих енерговитрат на кожен тону готової продукції.

##### 4.3. Газодинамічне обґрунтування вибору

З розрахунків випливає, що конструкція колосника ОК-324 працює в більш «м'якому» режимі:

1. Зниження аеродинамічного опору: завдяки більшій площі перерізу, вентиляторам палетної машини потрібно менше зусиль для прокачування теплоносія.

2. Зменшення пилоуносу: нижча швидкість фільтрації через зазори (~ 12,8%) дозволяє уникнути інтенсивного руйнування нижнього шару шихти та ерозії самих колосників.

Стабільність: оскільки колосник ОК-324 жорстко зафіксований пазами, площа  $S_{факт}$  залишається стабільною протягом всієї експлуатації, тоді як у Lurgi швидкість потоку  $v$  хаотично змінюється в міру зміщення колосників.

## Висновки

На основі проведеного порівняльного аналізу конструктивних та експлуатаційних характеристик колосників палетних машин типів ОК-324 (ЦГЗК) та Lurgi-552 (аналог ПівнГЗК), встановлено наступне:

1. Конструктивна жорсткість та стійкість до деформацій: Розрахунковим шляхом доведено, що збільшення площі поперечного перерізу та металоемності

колосника ОК-324 (маса 6,2 кг проти 4,5 кг у Lurgi) забезпечує вищу жорсткість конструкції. Це мінімізує термічне жолоблення в умовах циклічних теплових навантажень, запобігаючи неконтрольованій зміні геометрії зазорів.

2. Технологічність монтажу та стабільність «живого перерізу»: Встановлено, що наявність пазової фіксації в конструкції ЦГЗК нівелює вплив людського фактора при ручній наборці палети. Коефіцієнт монтажної щільності для ОК-324 становить 0,976, що значно вище за показник Lurgi (0,930). Це гарантує стабільність аеродинамічного опору по всій площі палети та виключає «ефект накопичення похибки», характерний для безпазових аналогів.

3. Ефективність газодинамічного режиму: Розрахунки фактичного «живого перерізу» продемонстрували перевагу конструкції ОК-324, яка забезпечує на 12,7% більшу площу зазорів (0,5410 м<sup>2</sup> проти 0,4799 м<sup>2</sup> у Lurgi-552). Це дозволяє знизити швидкість фільтрації теплоносія в зазорах, що зменшує абразивне зношування колосників та мінімізує винос дрібної фракції шихти (пилоунос).

4. Енергетична та технологічна ефективність: Теоретичний розрахунок аеродинамічного опору показав, що конструкція Lurgi-552 має на 27,2% вищий опір порівняно з ОК-324. Використання колосників ЦГЗК дозволяє знизити енерговитрати на привід тягодуттєвих машин та забезпечити рівномірне температурне поле в шарі шихти. Це є критичним фактором для усунення «холодних плям» (зон недопалу) та підвищення загальної якості готових магнетитових окатишів.

Таким чином, конструкція колосника ОК-324 з пазовою фіксацією є технічно обґрунтованим та прогресивним інженерним рішенням. Вона забезпечує стабільність технологічного процесу обпалювання, подовжує міжремонтний цикл палетних машин та підвищує техніко-економічні показники виробництва.

#### Перелік використаних джерел

- [1] New Technical Solutions for Increasing the Active Cross-Section Area of Fire Grates of Sintering Machine / E. Sigarev et al. *Science and Innovation*. 2024. Vol. 20, no. 1. Pp. 87–96. DOI: <https://doi.org/10.15407/scine20.01.087>.
- [2] Wei Y., Hu C., Liu X. Fatigue Analysis of Band Sintering Machine Trolley Grate Bars. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 246–247. Pp. 47–51. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.246-247.47>.
- [3] Панченко Г. М. Підвищення стійкості колосників конвеєрних машин огрудкування залізрудних концентратів шляхом розробки й застосування економнолегованої електросталі : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.16.02. Дніпро : Національна металургійна академія України, 2014. 20 с.
- [4] Рудь Ю. С., Кучер В. Г., Белоножко В. Ю. Анализ конструкции и повышение технического уровня колосниковых решеток агломерационных и обжиговых машин. *Вісник Криворізького національного університету*. 2019. Вип. 48. С. 94–99. DOI: <https://doi.org/10.31721/2306-5451-2019-1-48-94-99>.
- [5] Failure Analysis and Improvement Measures of Grate Bars Used in Iron Ore Pelletizing Plant / C. Sekhar et al. *Journal of Materials Engineering and Performance*. 2021. Vol. 30. Pp. 6269–6283. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11665-021-05835-9>.
- [6] Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer Behavior during Iron Ore Sintering: A Review / H. Feng et al. *Metals*. 2023. Vol. 13, no. 7. Article 1277. DOI: <https://doi.org/10.3390/met13071277>.
- [7] Silva J. P., Teixeira S., Teixeira J. C. Development of a CFD Model to Study the Fundamental Phenomena Associated with Biomass Combustion in a Grate-Fired Boiler. *Processes*. 2025. Vol. 13, no. 8. Article 2617. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr13082617>.
- [8] Панченко Г., Иванов А., Сусли Н. Колосники агломерационных и обпалювальних машин: умови роботи, конструкції, технологія виробництва : монографія. Кривий Ріг : ДУЕТ, 2026. 132 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.18846667>.
- [9] Учитель А. Д., Григорьева В. Г., Иванов А. С. Анализ конструкций колосников и колосниковых решеток для конвейерных обжиговых машин. *Научный вестник Кременчугского университета экономики, информационных технологий и управления. Серия: Нові технології*. 2008. № 4(22). С. 175.
- [10] Анализ конструкций колосников агломерационных машин / Захарченко В. Н., Руденко Н. Р., Мусиенко К. А., Руденко Р. Н. *Металл и литьё Украины*. 2015. № 6 (265). С. 18–22.
- [11] Технічна документація на колосники обпалювальних машин іноземного виробництва (Польща, Німеччина, Македонія). 2007. (Архів КП «ЗЛМЗ»).
- [12] Колосник обпалювальної машини № ОБ-403.01 : технічне креслення. 2016. 1 арк. (Архів ПрАТ «Центральний ГЗК»).
- [13] Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. Опір матеріалів : підручник / за ред. Г. С. Писаренка. 2-ге вид., доп. і перероб. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
- [14] Liu I. S. On Fourier's law of heat conduction. *Continuum Mechanics and Thermodynamics*. 1990. Vol. 2. Pp. 301–305. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF01129123>.
- [15] Fang H., Wong M. B., Bai Y. Heating rate effect on the thermophysical properties of steel in fire. *Journal of Constructional Steel Research*. 2017. Vol. 128. Pp. 611–617. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2016.09.016>.
- [16] Incropera F. P., DeWitt D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 5th ed. Wiley India Pvt. Limited, 2009. 1004 p.

## ANALYSIS OF DESIGN FEATURES OF CAST GRATES AS A FACTOR FOR INTENSIFYING HEAT TRANSFER IN CONVEYOR UNITS FOR SINTERING METALLURGICAL RAW MATERIALS

- Panchenko H.M.** *PhD (Engineering), associate professor, State university of economics and technology, Kryvyi Rih, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7565-0380>, e-mail: [panchenko\\_hm@duet.edu.ua](mailto:panchenko_hm@duet.edu.ua);*
- Ivanov A.S.** *Deputy Head of Pelletizing Plant for Engineering, PJSC Central GZK, Kryvyi Rih, e-mail: [andrey.ivanov@metinvestholding.com](mailto:andrey.ivanov@metinvestholding.com)*

*This research focuses on enhancing the operational reliability and service life of cast grate bars in thermal strengthening units for metallurgical raw materials. The investigation is necessitated by extreme cyclic thermal loads (400–1000°C) and the requirement to optimize equipment design for stable production cycles. The objective of this paper is to systematize factors affecting grate bar durability and provide an engineering justification for extending their inter-repair lifespan. Based on a comparative analysis grate bars of Lurgi-552 and OK-324 designs, the impact of geometric parameters on wear patterns was identified. A major focus is placed on the aerodynamic stability of the grate field. It was established that the rigid slot-fixation system in the OK-324 design eliminates the "error accumulation effect" typical of non-slotted analogs during manual assembly. The calculated mounting density coefficient for the slotted design reached 0.976, compared to 0.930 for the Lurgi-552 type. The scientific novelty of the investigation lies in determining the correlation between structural stiffness and thermal stress distribution. Calculations demonstrated that the optimized OK-324 design provides a 12.7% larger "live cross-section" area (0.5410 m<sup>2</sup> vs. 0.4799 m<sup>2</sup>), which lowers coolant filtration velocity and minimizes abrasive wear and dust loss. Furthermore, the theoretical aerodynamic resistance of the optimized field is 27.2% lower, significantly reducing the energy consumption of traction-blowing systems. The practical significance of the paper consists in developing recommendations for selecting effective grate bar configurations that increase the operating resource by 1.5–1.7 times without altering the technological cycle. These findings ensure uniform heat treatment of magnetite pellets by eliminating «cold spots» across the pallet area.*

**Keywords:** cast grate bars; thermal strengthening of raw materials; operational durability; metallurgical equipment; technological process parameters; structural optimization; thermal degradation; wear resistance; resource saving.

### References

- [1] E. Sigarev, R. Rudenko, K. Chubin, M. Kashcheev, M. Rudenko, and O. Chubina, "New Technical Solutions for Increasing the Active Cross-Section Area of Fire Grates of Sintering Machine," *Science and Innovation*, vol. 20, no. 1, pp. 87–96, 2024. doi: [10.15407/scine20.01.087](https://doi.org/10.15407/scine20.01.087).
- [2] Y. Wei, C. Hu, and X. Liu, "Fatigue Analysis of Band Sintering Machine Trolley Grate Bars," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 246–247, pp. 47–51, 2013. doi: [10.4028/www.scientific.net/AMM.246-247.47](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.246-247.47).
- [3] H. M. Panchenko, "Pidvyshchennia stiikosti kolosnykh konveiernykh mashyn ohrudkuvannia zalizorudnykh kontsentrativ shliakhom rozrobky y zastosuvannia ekonomnolehovanoi elektrostali" ["Increasing the stability of the grates of conveyor machines for the pelletization of iron ore concentrates by developing and using economically alloyed electrical steel"], PhD thesis, National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnipro, Ukraine, 2014. (Ukr.)
- [4] Yu. S. Rud, V. H. Kucher, V. Yu. Belonozhko, "Analiz konstruktsiy y povishenye tekhnicheskoho urovnia kolosnykovykh reshotok ahlomeratsyonnykh y obzhyhovikh mashyn" ["Analysis of the design and improvement of the technical level of grate bars of agglomeration and roasting machines"], *Visnyk Kryvorizkoho natsionalnoho universytetu – Journal of Kryvyi Rih National University*, vol. 48, pp. 94–99, 2019. doi: [10.31721/2306-5451-2019-1-48-94-99](https://doi.org/10.31721/2306-5451-2019-1-48-94-99). (Rus.)
- [5] C. Sekhar et al. "Failure Analysis and Improvement Measures of Grate Bars Used in Iron Ore Pelletizing Plant," *Journal of Materials Engineering and Performance*, vol. 30, pp. 6269–6283, 2021. doi: [10.1007/s11665-021-05835-9](https://doi.org/10.1007/s11665-021-05835-9).
- [6] H. Feng et al., "Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer Behavior during Iron Ore Sintering: A Review," *Metals*, vol. 13, no. 7, article 1277, 2023. doi: [10.3390/met13071277](https://doi.org/10.3390/met13071277).
- [7] J. P. Silva, S. Teixeira, and J. C. Teixeira, "Development of a CFD Model to Study the Fundamental Phenomena Associated with Biomass Combustion in a Grate-Fired Boiler," *Processes*, vol. 13, no. 8, article 2617, 2025. doi: [10.3390/pr13082617](https://doi.org/10.3390/pr13082617).
- [8] H. Panchenko, A. Ivanov, and N. Suslo, *Kolosnyky ahlomeratsiynykh i obpaliuvalnykh mashyn: umovy roboty, konstruktsii, tekhnolohiia vyrobnytstva : monohrafiia* [Grates of sintering and calcining machines: operating conditions, designs, production technology: monograph]. Kryvyi Rih, Ukraine: DUET Publ., 2026. doi: [10.5281/zenodo.18846667](https://doi.org/10.5281/zenodo.18846667). (Ukr.)
- [9] A. D. Uchytel, V. H. Hryhoreva, and A. S. Yvanov, "Analiz konstruktsiy kolosnykov y kolosnykovykh reshotok dlia konveiernykh obzhyhovikh mashyn" ["Analysis of grate and grate designs for conveyor kiln machines"], *Naukovyi visnyk Kremenchutskoho universytetu ekonomiky, informatsiynykh tekhnolohii i*

*upravlinnia. Serii: Novi tekhnologii – Scientific Bulletin of the Kremenchuk University of Economics, Information Technologies and Management. Series: New Technologies*, № 4(22), pp. 175, 2008. (Rus.)

- [10] V. N. Zakharchenko, N. R. Rudenko, K. A. Musyenko, and R. N. Rudenko, “Analyz konstruktsyi kolosnykov ahlomeratsyonnikh mashyn” [“Analysis of grate designs for sintering machines”], *Metall y lytë Ukraini – Metal and casting of Ukraine*, № 6 (265), pp. 18–22, 2015. (Rus.)
- [11] Technical Documentation for Roasting Machine Grate Bars of Foreign Manufacture (Poland, Germany, Macedonia), 2007. Available: Archive of Zaporizhzhia Foundry and Mechanical Plant (ZLMZ). (Ukr.)
- [12] *Kolosnyk obpaliuvanoi mashyny № OB-403.01* : Technical Drawing, 2016. [Drawing]. Available: Archive of PrAT Central Iron Ore Enrichment Plant (CGZK). (Ukr.)
- [13] H. S. Pysarenko, O. L. Kvitka, and E. S. Umanskyi, *Opir materialiv : pidruchnyk* [Resistance of materials: textbook], , 2nd ed., G. S. Pisarenko, Ed. Kyiv, Ukraine: Vyshcha Shkola Publ., 2004. (Ukr.)
- [14] I. S. Liu, “On Fourier’s law of heat conduction,” *Continuum Mechanics and Thermodynamics*, vol. 2. pp. 301–305, 1990. doi: **10.1007/BF01129123**.
- [15] H. Fang, M. B. Wong, and Y. Bai, “Heating rate effect on the thermophysical properties of steel in fire,” *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 128, pp. 611–617, 2017. doi: **10.1016/j.jcsr.2016.09.016**.
- [16] F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th ed. New Delhi, India: Wiley India Pvt. Limited, 2009.

Стаття надійшла 13.01.2026

Стаття прийнята 07.02.2026

Стаття опублікована 26.03.2026

**Цитуйте цю статтю як:** Панченко Г. М., Іванов А. С. Аналіз конструкційних особливостей литих колосників як фактор інтенсифікації теплообміну в конвеєрних агрегатах термозміцнення металургійної сировини. *Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки*. 2026. Вип. 53, том 1. С. 230–242. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.53.1.2026.359812>.