

С.В. Панченко

Український державний університет залізничного транспорту
м-н. Фейербаха, 7, м. Харків, 61050, Україна
Телефон: 057-730-10-00, E-mail: panchenko074@ukr.net
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7626-9933>

А.О. Ловська

Український державний університет залізничного транспорту
м-н. Фейербаха, 7, м. Харків, 61050, Україна
Телефон: 066-338-19-46, E-mail: alyonaLovskaya.vagons@gmail.com
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8604-1764>

В.Г. Равлюк

Український державний університет залізничного транспорту
м-н. Фейербаха, 7, м. Харків, 61050, Україна
Телефон: 095-444-59-74, E-mail: ravvg@ukr.net
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4818-9482>

ВИЯВЛЕННЯ ПРИЧИН КЛИНОДУАЛЬНОГО ЗНОСУ ТА ЙОГО ВПЛИВУ НА НАВАНТАЖЕНІСТЬ КОМПОЗИЦІЙНИХ КОЛОДОК ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

У статті висвітлено результати виробничих обстежень гальмових систем візків вантажних вагонів, які проводилися переважно у весняно-літньо-осінній період відповідно до розробленої «Програми та методики». Обстеження виконано для напіввагонів, так як вони складають найбільший відсоток інвентарного парку. Виробничі обстеження проводилися з метою виявлення статистичних даних про несправності елементів важільних передач, які зумовлюють утворення клинодуального зносу колодок. Встановлено, що умови тертя колодок кожної колісної пари візка відрізняються між собою, також як і нормальні напруження, що підвищують експлуатаційний знос колодок. За результатами розрахунків визначено зусилля в колодці й елементах підвішування, які демонструють головну тенденцію їх чисельних змін через збільшення довжини шкідливої стертості й площі шкідливої стертості у верхній частині гальмової колодки. Це призводить до зростання питомих напружень на робочу поверхню колодки під час гальмувань відносно їх номінальних значень. Тому внаслідок зменшення ефективної площі контакту, мають місце збільшені відносно нормативів зносу колодки.

Наведено результати комп'ютерного моделювання з визначення термонапруженого стану композиційної гальмової колодки з фактичними параметрами ненормативного зносу, що виник під час експлуатації напіввагона.

© Панченко С.В., Ловська А.О., Равлюк В.Г., 2024

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Результати розрахунків показали, що максимальні напруження складають 17,4 МПа та перевищують допустимі значення на 13,8%. Це пояснюється тим, що зменшення корисного тіла колодки призводить до зменшення її робочої площі контакту, а це супроводжується збільшенням навантаженості колодки під час гальмування.

Проведені дослідження доводять негативні наслідки від клинодуального зносу композиційних колодок, що впливають на оцінку ефективності засобів гальмування і створюють небезпеку для руху поїздів. Це зумовлює необхідність створення напрямків досліджень, спрямованих на ліквідацію ненормативного зносу гальмових колодок в експлуатації.

Ключові слова: безпека руху поїздів, композиційна колодка вагона, ненормативний знос колодок, термонапружений стан колодки, транспортна механіка.

Вступ та постановка проблеми. Створення рухомого складу нового покоління повинно здійснюватися на підставі інноваційного підходу, тобто створення якісно нових конструкцій вагонів, які характеризуються високою надійністю, економічністю в експлуатації та технічному утриманні [1 – 4].

Вантажний рухомий склад, що застосовується для перевезень, повинен надійно працювати й гарантувати безпеку руху, особливо під час гальмування. У зв'язку з цим гальма є однією з найбільш важливих складових, якій повинна приділятися увага при проектуванні новітнього рухомого складу. Від рівня досконалості конструкції гальм, їх надійності, ефективності й безперебійної роботи залежить безпека руху поїздів, а також пропускна та перевізна здатність залізниць.

Техніко-економічні показники ефективності роботи вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» свідчать про те, що гальмові системи сучасних вантажних поїздів є дуже вразливими в нинішніх умовах експлуатації, і значна частина робочого вагонного парку перебуває в незадовільному стані. З огляду на це в АТ «Укрзалізниця» та науково-дослідних установах залізничного транспорту виконуються роботи, спрямовані на зменшення експлуатаційних витрат, підвищення надійності вантажних поїздів і забезпечення безпеки руху.

У результаті обстежень механічної частини гальм у візках вантажних вагонів було виявлено, що чим менше відведення колодки від колеса і кут між поверхнею обода колеса та робочою частиною колодки, тим більша довжина колодки починає зношуватися з верхнього кінця під час попущених гальм. Однак, слід зауважити, що при понаднормовому зазорі, який переважно більший внизу колодки на відміну від її верху, відбувається інтенсивний знос у верхній крайковій частині колодки (рис. 1). Це призводить до погіршення ефективності гальмувань. Також у процесі експлуатації клинодуально зношених колодок виникають поверхневі несправності коліс, від яких зазнає збитків як рухомий склад, так і залізнична колія.

Для запобігання явищу клинодуального зносу колодок необхідним є створення заходів, за яких колодки будуть зношуватися нормативно. Це дозволить використовувати їх на гарантований міжремонтний період експлуатації, а також зменшити витрати в сотні тисяч гривень на утримання вантажного рухомого складу та закупівлю нових колодок для АТ «Укрзалізниця» та інших підприємств.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

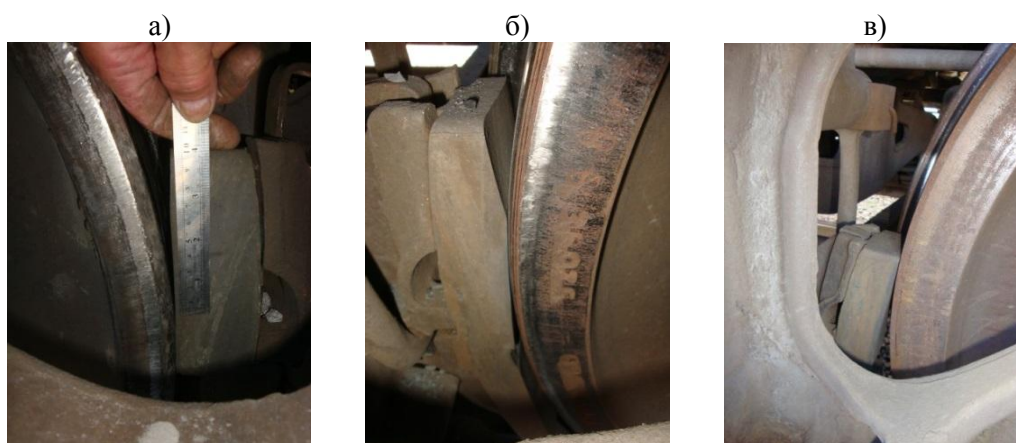


Рис. 1. Фото ненормативно зношених колодок внаслідок конструкційних особливостей ГВП

(а) – шкідлива стертість у верхній частині; (б) – розвернута колодка, яка має невелику площу контакту з колесом під час гальмування; (в) – взаємодія верхнього кінця колодки з колесом під час руху поїзда в режимі тяги та вибігу

Аналіз існуючих досліджень. Питання, які стосуються забезпечення руху вантажних поїздів є досить актуальними і насамперед залежать від надійності елементів гальм і навантаженості їх складових. Так, наприклад, у дослідженні [5] висвітлено науковий підхід для оцінювання результатів, які отримано під час натурних досліджень ефективності гальмової системи вантажних вагонів. Для дослідження процесів гальмування з використанням методів комп'ютерного моделювання пропонується застосовувати інформаційну модель у вигляді диференціального рівняння руху вагона. Сформульовано математичні моделі, що визначають характеристики гальмової системи та дають можливість оцінювати гальмову ефективність поїзда. Проте, автор при виконанні гальмових розрахунків у своєму дослідженні не врахував величину коефіцієнта клинодуальності композиційних колодок, який впливає на оцінювання дійсного гальмового шляху вантажного поїзда.

Фахівцями у працях [6, 7] наведено результати натурних досліджень поверхневих дефектів коліс від дії на них композиційних колодок. Автори пропонують застосовувати інноваційні композиційні колодки, які мають чавунні вставки, що дасть можливість зменшити кількість таких дефектів. Однак, під час огляду елементів гальмового обладнання вантажних вагонів, виявлено різні несправності як механічної, так і пневматичної частини гальм. У композиційних гальмових колодках виявлено клиновий вид зносу, що спричинено недосконалістю гальмової важільної передачі (ГВП). Слід зазначити, що автори дослідження не приділяли належної уваги причинам виникнення клинодуального зносу колодок, який впливає на зменшення гальмової ефективності рухомого складу незалежно від використання гальмових колодок.

Дослідження, що висвітлено у роботі [8] присвячено визначенню негативних якостей гальмових колодок, що застосовуються на вантажному та пасажирському рухомому складі й їх впливу на техніко-економічні показники роботи залізничного транспорту. При цьому аналізуються негативні якості композиційних гальмових

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

колодок, які спричиняють високотемпературний вплив на поверхню кочення коліс і призводять до несправностей термічного характеру.

У дослідженні [9] визначено спосіб стабілізації температурних величин при контакті триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо» за рахунок модернізації конструкції колодки. Запропоновано застосовувати вставки у колодці, які виготовляються з інноваційного матеріалу, що розширюється за гальмувань рухомого складу. Виконано обґрунтування діаметру й глибини отворів, які зменшують інтенсивність зносу колодки. Проте недоліком дослідження є те, що автори не врахували конструктивні особливості гальмової системи візків з ГВП, елементи якої спричиняють клинодуальний знос гальмових колодок, який впливає на безпеку руху поїздів. Тому використання сучасних гальмових колодок у вантажному рухомому складі призведе до збільшення витрат на утримання вагонів і не дасть бажаного результату щодо ефективної й надійної роботи гальм залізничного транспорту.

У працях [10, 11], висвітлено особливості роботи гальмових колодок у важких умовах експлуатації рухомого складу. Такі колодки мають володіти високою зносостійкістю та міцністю, щоб запобігти появи тріщин і руйнуванню, а також високою твердістю, яка дасть змогу забезпечити їм мінімальну зносостійкість під час гальмувань рухомого складу [12]. Досягнення цього можливо за рахунок зміни структури матеріалу колодки. Проте, триботехнічні властивості колодок повинні володіти достатнім коефіцієнтом тертя, який би міг забезпечувати високу гальмову ефективність під час регулювання швидкості поїзда та його зупинки.

Дослідження впливу матеріалу гальмових колодок на прикладі композиційної гумосуміші на поверхню кочення коліс в умовах експлуатації представлено у роботі [13]. За результатами аналізу встановлено, що на причини появи несправностей коліс впливають теплові режими під час гальмувань. Автори доводять, що температура на поверхні кочення коліс під час гальмування композиційними колодками з гумосуміші може досягати великих значень – більше ніж 900 °С. Основною причиною цього є відносно низька теплопровідність композиційних колодок з гумосуміші у порівнянні з теплопровідністю колодок, що виготовлені з чавуну. Проте у даних дослідженнях не враховано того факту, що у більшості вантажних вагонів 90 % композиційних гальмових колодок зношені клинодуально. Тому такі колодки мають меншу гальмову площу в порівнянні з новими колодками, що негативно впливає як на ефективність гальмування, так і на появу поверхневих високотемпературних дефектів коліс в експлуатації.

Чимало закордонних науковців зосереджено на дослідженнях дискових гальм, в тому числі розрахунках на міцність їх елементів, експлуатаційними спостереженнями за їхньою роботою тощо. Також їх дослідження сконцентровано на розрахунках температурних режимів деяких елементів гальмових систем рухомого складу [14, 15]. За гальмувань поїзда фрикційними гальмами у зоні контакту триботехнічних тіл виникає тепла енергія, яка розсіюється примусовою конвекцією, провідністю і випромінюванням від відкритих поверхонь гальма. У працях [16, 17] зазначено, що перегрів триботехнічних пар може викликати несправність гальмової системи та не забезпечує належної безпеки руху. У зв'язку з цим виконується значна теоретична робота щодо зниження температури під час гальмування для різних швидкостей руху і конструкції гальмових дисків. При цьому не приділяється увага ГВП.

Дослідження літературних джерел [5–17] дали змогу встановити, що питання, які стосуються проблем клинодуального зносу гальмових колодок рухомого складу

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

вітчизняного й сучасного робочого парку є досить актуальними й потребують подальшого дослідження й розвитку.

Метою роботи є виявлення причин клинодуального зносу та його впливу на навантаженість композиційних колодок візків вантажних вагонів.

Для досягнення зазначеної мети визначені такі завдання:

- провести виробничі обстеження гальмових систем візків експлуатаційного парку напіввагонів для визначення несправностей їх елементів;
- дослідити особливості утворення ненормативного зносу гальмових колодок вантажних вагонів в експлуатації;
- визначити зусилля в елементах ГВП, які обумовлені шкідливою стертістю клинодуально зношеної колодки;
- дослідити міцність гальмової колодки вантажного напіввагона, яка має ненормативний знос.

Матеріали та результати досліджень.

Проблемні питання стосовно клинодуального зносу колодок пов'язані зі зниженням ефективності гальмувань вантажного рухомого складу. Це спричинено немонотонними змінами (зменшенням) робочої площі контакту колодок з колесами вантажних вагонів, що в свою чергу призводить до збільшення ремонтних робіт, додаткових витрат енергоресурсів на тягу поїздів і зниження кількісних та якісних показників використання вантажних вагонів.

З метою виявлення слабких місць у конструкції ГВП візків, протягом кількох років для АТ «Укрзалізниця» виконувалася відповідна «Науково-дослідно-конструкторська робота». Тому здійснювалися масштабні виробничі обстеження гальмових систем візків вагонів як в умовах експлуатації, так і під час їхнього ремонту.

Виробничі обстеження з виявлення статистичних даних про наявність дефектних деталей, які зумовлюють утворення й розвиток клинодуального зносу гальмових колодок та інших дефектів, проводилися переважно в весняно-літньо-осінній період відповідно до розробленої «Програми та методики проведення наукових виробничих досліджень гальмових систем і коліс вантажних вагонів» [18].

Під час виробничих обстежень було оглянуто гальмові системи візків різних типів вантажних вагонів. У роботі наведено результати обстежень напіввагонів, оскільки вони складають найбільший відсоток інвентарного парку. Крім того, напіввагони найбільш часто задіяні для перевезень різноманітних видів вантажів на АТ «Укрзалізниця», особливо тих, які не потребують захисту від атмосферних опадів. У більшості вантажних напіввагонів перевозяться насипні вантажі. Тому за умов розвантаження напіввагонів через кришки люків здійснюється пил під час висипання вантажу. Це призводить до того, що порохоподібні частинки заповнюють щілини шарнірних з'єднань і прилипають до поверхонь вузлів і деталей вагонів, у тому числі й до гальмових колодок та коліс, що суттєво впливає на знос колодок.

Отримані кількісні результати одного з етапів досліджень щодо наявності несправностей або дефектів в обстежених конструкціях 3735 гальмових підсистем візків напіввагонів. У розгорнутому вигляді результати обстежень після оброблення статистичного матеріалу наведено на рис. 2.

За значущістю отриманих результатів позиції, що зайняли ті чи інші несправності або дефекти гальмових систем вантажних напіввагонів, розподілено за ранжованим рядом.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Перше місце – клинодуальний знос гальмових колодок.

Як видно серед усіх несправностей елементів ГВП перше місце (перша позиція на рис. 2) посідає клинодуальний знос гальмових колодок, який виявлено у 3398 колодок, що складає 90,98 % від всіх обстежених елементів ГВП. Такі несправності, як пояснюється в роботі [19], виникають від подвійного (дуального) зносу колодки: верхня її частина починає зношуватися під час руху з попущеними гальмами, а верхня й нижня (разом) – під час гальмувань. У зв'язку з цим, верхній кінець колодки зношується інтенсивніше ніж нижній, тобто на колодці у верхній частині спершу виникає шкідлива стертість, потім — клиноподібний знос. А нижня частина колодки приймає участь у роботі переважно за ступеневого гальмування і зношується клиноподібно.

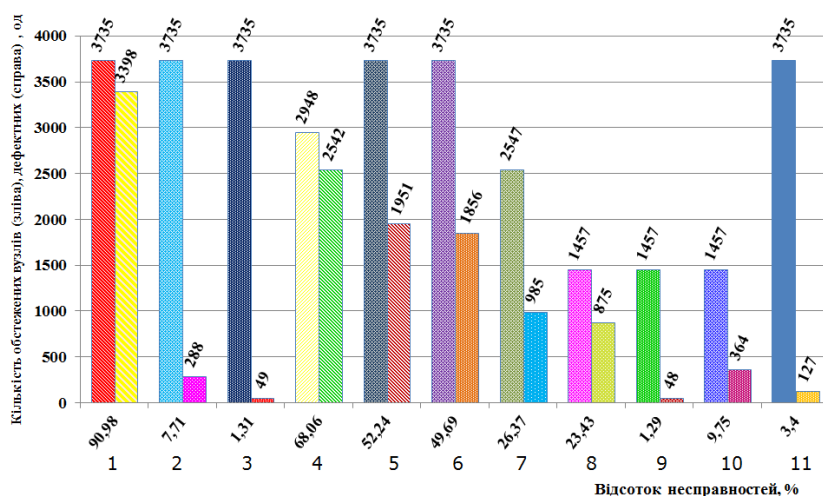


Рис. 2. Порівняльна гістограма загальної кількості обстежених і дефектних вузлів і деталей гальмової підсистеми візків напіввагонів

За такою роботою колодки і її станом на практиці, коли верхній кінець колодки зношується швидше за нижній, здійснюється неприпустиме за Інструкцією [20] «повторне» використання колодок. Через те, що зазвичай придатних до використання у пунктах технічного обслуговування (ПТО) вагонів – нових колодок недостатньо. Тому робітники вагонного господарства вимушені розвертати колодки на 180° і встановлювати їх на вагони для подальшої експлуатації. Особливим попитом тут безперечно користуються колодки, в яких нижня частина ще має значну товщину (мало зношена).

Друге місце – несправність пристрою рівномірного зносу гальмових колодок.

Це місце (четверта позиція на рис. 2) дістало досить розповсюджений вид несправностей гальмових систем, який призводить до відмови пристрою сприяння рівномірному зносу колодок, яким обладнані ГВП візків вантажних вагонів. Передові позиції 1; 2 і 3 (рис. 2) якраз і є основними джерелами виникнення ненормативного зносу композиційних гальмових колодок вантажних вагонів. Виникнення цих несправностей відбувається через низьку надійність деталей і вузлів

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

пристроїв ГВП, які після 50 тис. км пробігу вагонів дуже часто виходять з ладу [21]. У них найчастіше відбувається пошкодження замків і виникають значні деформації скоб, що призводить до порушень працездатності ГВП в цілому. Такі види несправностей було виявлено у 2542 із 2948 обстежених вузлів та елементів, що відповідає 68,06 %.

Третє і четверте місце – відведення колодки від колеса менше або більше нормативної величини.

На цих місцях (п'ята і шоста позиція, відповідно на рис. 2) опинилися несправності, що пов'язані з відведенням колодок від коліс тобто, які спричинені як незадовільною роботою ГВП, так і пристрою сприяння рівномірному зносу колодок.

Із 3735 обстежених гальмових колодок напіввагонів було зафіксовано величину відведення менше 5 мм у 1951 гальмових колодок, а це становить 52,24 %, відповідно більше 8 мм у 1856 колодок, що становить 49,69 % від всіх обстежених вагонів. Основна причина зафіксованих несправностей – це розрегульована ГВП і непрацездатний авторегулятор. Так само цей вид несправності з'являється від того, що в процесі експлуатації відбувається «місцевий» знос на розпірці триангеля і скобі, тому колодки під дією крутного моменту і ваги деталей ГВП починають у верхній частині активно наближатися до коліс, а у нижній навпаки відходити від них.

Для того, щоб позбутися такого явища розроблено велику кількість конструкторських й технологічних заходів стосовно рівномірного відведення колодок у візках вантажних вагонах, проте вони показали незадовільні результати в експлуатації через різні причини [22].

П'яте місце – зношеність або руйнування шарнірних з'єднань маятникових підвісок.

П'яте місце (сьома позиція на рис. 2) посів такий вид несправності, як зношеність або/та руйнування шарнірних з'єднань маятникових підвісок триангелів. Його було зафіксовано й виявлено у 985 вузлах, що становить 26,37 % від 2547 обстежених елементів ГВП вагонів. Причиною цієї несправності є спрацювання валиків втулок, що суттєво збільшує зазори між деталями, їх викришування та наявність різного роду тріщин.

Шосте місце – пошкодження кріплень гальмових башмаків на цапфах триангелів.

На шостому місці (восьма позиція на рис. 2) опинилися пошкодження кріплення гальмових башмаків на цапфах триангелів. Їх було виявлено у 875 вузлах, що становить 23,43 % від обстежених 1457 вузлів вагонів. Основні причини появи такого виду несправностей – це пошкодження різбового кріплення на кінцях цапф триангелів, зрив гайок та ін. Вони, вочевидь, виникають під час неякісного обслуговування візків з ГВП в результаті недостатнього загвинчування гайкою гальмового башмака в горизонтальному напрямку й самовідкручування гайок в умовах експлуатації вагонів, під час зсувів башмака з колодкою у горизонтальному напрямі, а також зі зрізанням кріплень шплінтів гайками триангелів.

Сьоме місце – порушення кріплень колодок у гальмових башмаках.

На сьомому місці (десята позиція на рис. 2) виявився такий вид несправності, як порушення кріплення колодки у башмаку. Його було виявлено у 364 вузлах, що становить 9,75 % від обстежених 1457 вузлів. Несправність такого характеру виникає в результаті фрикційного спрацювання чеки або/та гнізд в башмаку в які вона встановлюється.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Восьме місце – моністичний знос колодок.

На восьмому місці (друга позиція на рис. 2) виявився такий природно очікуваний вид несправності – моністичний знос колодки. Його було підтверджено у 288 колодках, що становить 7,71% від всіх обстежених 3735 вузлів напіввагонів. Цей різновид зносу гальмових колодок виникає в результаті того, що колодки за гальмування природно нахиляються до впирання кінцями у поверхню кочення коліс через дію гальмового крутного моменту. Внаслідок цього процесу відбувається шкідливий знос, який притаманний композиційним гальмовим колодкам. Якщо колеса обертаються за годинниковою стрілкою, тоді формування моністичного зносу колодки здійснюється клином вверху, а якщо проти годинникової стрілки, тоді утворення моністичного зносу колодки здійснюється клином вниз. Це відбувається як наслідок силових дій на колодку з наволочуванням мікрочастинок контактуючих матеріалів, які перерозподіляються за її робочою поверхнею під час гальмування [18, 23], створюючи цим самим моністичний знос.

Необхідно зазначити, що саме моністично зношені колодки (клином вверху) якраз і використовують на практиці ремонтники ПТО, як ремонтні ресурси: за рахунок розвертання колодок на 180° для подальшої експлуатації у вагонах.

Дев'яте місце – наволочування металу колеса на колодку.

На дев'ятому місці (одинадцята позиція на рис. 2) опинився вид несправності, пов'язаний з наволочуванням металу колеса на колодку та її розлом. Це було виявлено у 127 колодках за температурною ознакою, що становить 3,4 % від оглянутих 3735 напіввагонів.

Процес утворення намолочування мікрочастинок металу в тіло гальмової колодки є результатом фрикційної взаємодії триботехнічних пар «колодка – колесо». В результаті відбувається схоплювання контактуючих поверхонь за рахунок пластичної деформації, яка виникає під дією фрикційного місцевого нагрівання, великих контактних нормальних і дотичних напружень. Слід ще відмітити, що наволочуванню частинок металу колеса на поверхню тіла колодки сприяють дефекти технологічного характеру, які мають місце на поверхнях тертя [18, 23]. Внаслідок цього частинки сталі колеса, які знаходяться між поверхнями колодки і колеса, в умовах відносного їх ковзання, з високим місцевим тиском, температурою і підвищеною згодом пластичністю. Тому за гальмування ці частинки неправильної форми розкочуються і проникають (вкраплюються) у тіло гальмової колодки.

Десяте місце – рівномірний знос колодки більше гранично-допустимої величини.

На десятому місці (третья позиція на рис. 2) опинився такий майже не очікуваний вид несправності, як рівномірний знос колодки більше граничної величини. Його було виявлено у 49 колодках, що становить 1,31 % від всіх обстежених 3735 колодок вагонів. Причина появи такого виду несправності полягає в тому, що деякі робітники ПТО не дуже якісно виконують технічне обслуговування вузлів вантажних вагонів у тому числі й їх гальмових систем.

Одинадцятьте місце – тріщини та/або відколи в гальмових башмаках.

На одинадцятому місці (дев'ята позиція на рис. 2) зафіксовано зовсім не типовий вид несправності у вигляді тріщин або/та відколів в гальмових башмаках. Виникнення такої несправності відбувається, як правило, за наявності дефектів виготовлення. Тріщини з відколами було виявлено у 48 башмаках, що становить 1,29 % від всіх обстежених 1457 вузлів вагонів. Скоріш за все поява цього виду пошкоджень обумовлена наявністю тріщин втомного характеру в башмаках, які виникають у процесі експлуатації на місцях, де були ливарні дефекти.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Для дослідження можливих явищ виникнення ненормативного зносу гальмових колодок наведена теоретична розрахункова схема (рис. 3), яка дозволяє встановити причини утворення такого зносу. Точка прикладення рівнодіючої реакції колеса від середини робочої частини колодки зміщується в сторону кінця колодки, що «набігає». Це призводить до нерівномірного розподілення питомих тисків за всією робочою площею колодки, яка приймає участь в процесі гальмування вагона [22, 24].

Розглянувши схему дії гальмових сил на колеса трьохелементного візка вагона (рис. 3) можна встановити, що зовнішнє гальмове зусилля N_k – зусилля від триангеля, яке передається на башмак з колодкою під час гальмування, розкладається на дві складові: горизонтальне – $N_{гор}$ і зусилля вздовж осі маятникової підвіски, що викликає появу P_{II} – реакції на дію гальмового зусилля і є причиною виникнення деформацій розтягнення та стиснення маятникової підвіски відповідно для правого та лівого колеса. Під час обертання колісних пар проти годинникової стрілки за наведеною схемою зусилля $N_{к,л}$ для правого та лівого колеса передається під різним кутом, завдяки конструктивному виконанню важільної передачі та наявності зазорів у зоні контакту маятникової підвіски з башмаком. За такої умови, коли $\alpha'' > \alpha'$ і $\alpha' < \alpha < \alpha''$, де α – кут підвішування гальмових колодок, $F_{мп}$ – сила тертя за твріною колеса [25].

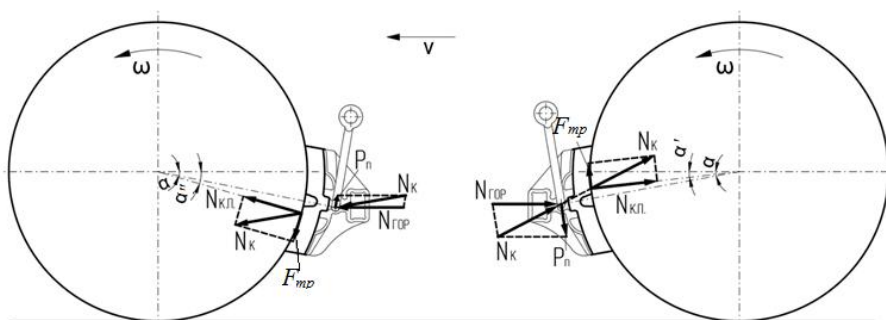


Рис. 3. Схема дії гальмових зусиль на колеса

У гальмових системах візків вантажних вагонів точка з'єднання вертикальних важелів з розпірною триангеля зміщена в сторону колеса відносно точок з'єднання башмаків триангеля з маятниковими підвісками. Це призводить до впирання верхньою частиною колодки у обід колеса під час попущених гальм. У результаті цього виникає значний за товщиною знос верхнього кінця гальмової колодки, як наслідок зменшується довжина її робочої поверхні [18].

Через такі дії ефективна площа робочої поверхні колодки $Q_{эф}$ під час гальмування буде зменшуватися за збільшенням площі шкідливої стертості $Q_{уст}$. Тобто, для першого наближення будемо мати:

$$Q_{эф} = (Q - Q_e) - Q_{уст} = m[(l - l_e) - l_{уст}] = m \cdot l_{эф}, \quad (1)$$

де Q – прямокутна проекція площі робочої поверхні колодки, $Q = 2l \cdot m$;

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

$Q_в$ – вилучена з Q така ж проекція площі під «виїмку», $Q_в = m \cdot l_в$;
 $Q_{уст}$ – змінна проекція площі шкідливої стертості, $Q_{уст} = m \cdot l_{уст}$;
 m – ширина колодки;
 $l_{еф}$ – змінна ефективна протяжність нової колодки, $l_{еф} = (2l - l_в - l_{уст})$.

Припустимо, що «виїмка» відсутня. Тоді, ефективна протяжність колодки без урахування «виїмки» приблизно дорівнює: $l_{еф} = (2l - l_{уст})$.

Для з'ясування особливостей зносу колодки під час гальмування колеса, обґрунтуємо причинно-наслідкову хронологію задіяння ненормативно зношеної колодки на спрощеній умовній моделі її контакту з колесом.

За аналогією з завданням визначення сил тертя бруса вагою G , що рухається по горизонтальній площині, схема для досліджень зображена з повертанням на 90° у вигляді профільних проекцій «розпрямленого» колодкового бруса і «розпрямленого» ободу колеса нескінченного радіусу при їх відносному русі (рис. 4).

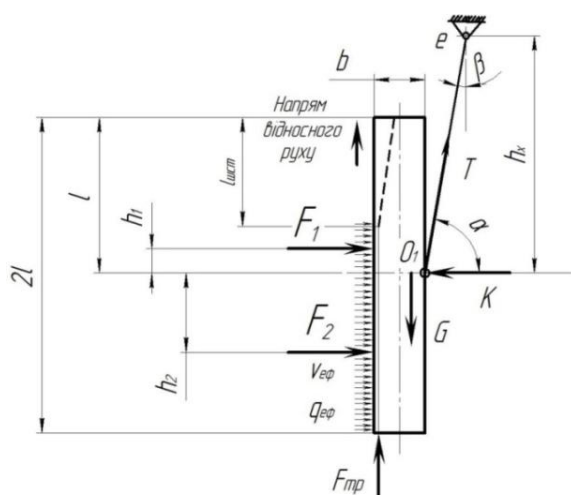


Рис. 4. Схема силової взаємодії колодки з колесом нескінченного радіуса (плоска система)

Брус-колодка з початковими параметрами ($2l \times m \times b$) силою натиснення K , притиснена до напівпростору, що імітує обід колеса нескінченного радіусу. Брус-колодка вже має початкову шкідливу стертість довжиною $z = l_{уст}$. Умовно колодку тут можна вважати клиномоністично зношеною. Як вже було позначено ефективна протяжність робочої поверхні колодки під час гальмування буде: $l_{еф} = (2l - l_{уст})$ (на рис. 4 наведено пунктиром).

Сила натиснення K , що притискує масив «колодка-башмак» до умовно розпрямленого ободу колеса, врівноважується кінетостатично відповідними силами і реакціями сил до яких слід віднести: саму силу натиснення K ; силу T , що спрямована під кутом β до своєї маятникової підвіски, яка підтримує колодку з башмаком сумарною вагою G і кососиметрично розподілені за площею робочої поверхні нормальні напруження $q_{еф}$, які припустимо рівномірно діють за всією ефективною контактною площею $Q_{еф} = m \cdot (2l - z)$. Їх паралельну дію, зазвичай у теоретичній механіці, можна представити двома зосередженими паралельними силами:

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

$F_1=q_{ef} \cdot m \cdot (l-z)$ і $F_2=q_{ef} \cdot m \cdot l$, які пов'язані співвідношенням:

$$F_1 = \frac{F_2 \cdot (l-z)}{l}. \quad (2)$$

Тут діють також дотичні напруження v_{ef} , що об'єднані в силу F_{mp} кулонового тертя, яку можна розглядати, як силу, яка разом з силою T підтримує у миттєвій рівновазі гальмову колодку, що притиснена до колеса гальмовим зусиллям K . Ця сила F_{mp} під час гальмування вочевидь пов'язана з тертям спокою (ковзання) колодки відносно колеса, яке так чи інакше або при нерухомому колесі, або при обертанні за рахунок джерела кінетичної енергії має нескінченну потужність. Тому в цьому прикладі миттєвої рівноваги, коефіцієнт тертя можна прийняти рівним одиниці [25].

Згідно теоретичної механіки: тверде тіло «колодка-башмак» знаходиться в рівновазі, якщо сили й моменти сил, які на нього діють в даний момент часу, відповідають класичній системі рівнянь:

$$\begin{cases} \sum X = 0; \\ \sum Z = 0; \\ \sum M_0 = 0. \end{cases} \quad \begin{cases} F_1 + F_2 - K + T \sin \beta = 0; \\ -F_{mp} + G - T \cos \beta = 0; \\ -F_{mp} - F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де h_1 і h_2 – плечі сил F_1 та F_2 відносно точки O_1 – точки силового об'єднання елементів маятникової підвіски колодки (умовно співпадає з центром тяжіння гальмової колодки з башмаком).

Відносно пошуку рішень системи (3) важливо зауважити, що при параметричній зміні $z=l_{уст}$ в межах існування додаткового до (3) рівняння (2), маємо такі завдання:

1) коли $z=0$: $F_1=F_2 \approx K/2$: завдання доволі симетричне. Щоб визначити F_{mp} і T потрібно рівняння системи (3), що звідси випливає, записати для суми моментів усіх сил відносно іншої контрольної точки, наприклад O_1 .

2) коли $z=l$: $h_1=0$; $h_2=l/2$; $F_1=0$, а сили F_2 і F_{mp} можна знайти або, як у першому випадку, або з системи (3).

3) якщо z знаходиться в інтервалі $(0, l)$, то обидва значення F_1 і F_2 можна знайти з рішення системи (3), хоча вони й теж залежать параметрично від параметру z . Наприклад, для $z=l/2$ отримуємо: $h_1=(l-(l/2))/2$; $h_2=(l+(l/2))/2$; $K=41690$ Н.

Розв'язок системи виконуємо за формулами Крамера (або методом підстановки) відносно невідомих F_2 , T , F_{mp} .

Визначення за формулами Крамера: права частина (для усіх рівнянь однакова):

$$\begin{pmatrix} K \\ G \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 41690 \\ 31,36 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

1. якщо $z=0$: $F_1=F_2 \approx K/2$, $h_1=l/2$; $h_2=l/2$. Система (3), як було сказано, перетворюється, тоді пошук T і F_{mp} не має сенсу. Тому треба скласти нову систему рівнянь;

2. якщо $z=l$: $h_1=0$; $h_2=l/2$. При цьому $F_1=0$, а F_2 можна шукати з нової системи рівнянь (3):

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

$$\begin{cases} F_2 - K + T \sin \beta = 0; \\ -F_{mp} + G - T \cos \beta = 0; \\ -F_{mp} \Delta_0 + F_2 \cdot l / 2 = 0. \end{cases} \begin{cases} F_2 + T \sin \beta = K; \\ F_{mp} + T \cos \beta = G; \\ -F_{mp} \Delta_0 + F_2 \cdot l / 2 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Матриця завдання:

$$\begin{pmatrix} 1 & \sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \beta & 1 \\ \frac{l}{2} & 0 & -\Delta_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0,173648178 & 0 \\ 0 & 0,984807753 & 1 \\ 0,17 & 0 & -0,065 \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Розв'язок системи:

$F_2 = 77360,0 \text{ Н}$; $T = -205415,6 \text{ Н}$ (стрижень маятнкової підвіски стиснутий);

$F_{mp} = 202326,3 \text{ Н}$ (сила тертя внаслідок припущень має умовне граничне значення);

3. якщо $z = l/2$: $h_1 = (l - (l/2))/2$; $h_2 = l/2$.

Додаткове параметричне рівняння (2) до системи (3) буде:

$F_1 = F_2 \cdot (l - (l/2))/l = F_2 \cdot (l^2/2)$.

Пошук рішень:

$$\begin{cases} F_2 - K + T \sin \beta = 0; \\ -F_{mp} + G - T \cos \beta = 0; \\ -F_{mp} \Delta_0 - F_1 \cdot \frac{\left(l - \frac{l}{2}\right)}{2} + F_2 \cdot \frac{l}{2} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} F_2 + T \sin \beta = K; \\ F_{mp} + T \cos \beta = G; \\ -F_{mp} \Delta_0 - F_2 \cdot \frac{l^3}{8} + F_2 \cdot \frac{l}{2} = 0. \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} F_2 + T \sin \beta = K; \\ F_{mp} + T \cos \beta = G; \\ -F_{mp} \Delta_0 + F_2 \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{l^3}{8}\right) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Матриця для вирішення завдання коли z має різні початкові дані:

$$\begin{pmatrix} 1 & \sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \beta & 1 \\ \frac{l}{2} - \frac{l^3}{8} & 0 & -\Delta_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0,173648178 & 0 \\ 0 & 0,984807753 & 1 \\ 0,165087 & 0 & -0,065 \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Розв'язок системи:

$$F_2 = 75492816 \text{ H}; T = -194662,656 \text{ H}; F_{mp} = 191736,653 \text{ H}.$$

У табл. 1. наведено результати розрахунків для різних величин шкідливої стертості колодки.

У виконаному дослідженні припущено, що сумарно циліндрична поверхня колодки, яка зношується шкідливо або корисно під час гальмування розглядається, як сума площин двох прямокутників верхньої та нижньої її частин з вилученням середини під «виймку».

Таблиця 1. – Результати розрахунків параметричних завдань, які залежать від шкідливої стертості колодки вверху

Випадок	Параметри, що визначаються за розрахунковими значеннями				
	$z=l_{уст}, \text{ м}$	$F_1, \text{ H}$	$F_2, \text{ H}$	$T, \text{ H}$	$F_{mp}, \text{ H}$
1	0	20845,0	20845,0	-	-
2	0,005	20795,51	21173,61	-1607,26	1614,197
3	0,01	20744,67	21512,99	-3268,89	3250,588
4	0,02	20629,94	22216,86	-6661,66	6591,813
5	0,03	20496,51	22956,09	-10150,4	10027,52
6	0,04	20342,68	23733,12	-13739,2	13561,78

Примітки:

1. Для випадку 1, не виконувалися окремі розрахунки для визначення зусиль T і F_{mp} .
2. Для випадків 2 – 3, знак мінус при визнанні зусилля T в обох випадках підтверджує факт стиснення маятникового стрижня маятнкової підвіски колодки з башмаком, що спостерігалось під час експериментальних випробувань.

Отже, клинодуальний знос гальмових колодок відбувається через недосконалу конструкцію триангеля та низьку надійність пристрою рівномірного відведення колодок від коліс. Тому спрощена схема, в деякій мірі, підтверджує уявлення про розлади в непередбаченості процесів нормативного зносу колодок за невдалих конструкційних рішень в елементах гальмових систем візків.

На наступному етапі дослідження визначено вплив ненормативного зносу композиційної гальмової колодки на її міцність. У якості прикладу обрано гальмову колодку, зняту з вантажного напіввагона (рис. 5, а), яка має такі параметри зносу:

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

товщину верхнього кінця $\Delta_6=8$ мм; товщину у місці лінії розмежування площин $\Delta_{др}=23$ мм; товщину нижнього кінця $\Delta_n=32$ мм і довжину шкідливої стертості верхньої частини $l_{уст}=78$ мм.

Розрахунок на міцність колодки здійснено за методом скінчених елементів. При цьому застосовано програмний комплекс SolidWorks Simulation [26, 27]. В якості розрахункового використано критерій максимальних напружень. Даний критерій обрано у зв'язку з тим, що матеріал колодки має ортотропні властивості. Розрахункову схему колодки наведено на рис. 5, б. Під час її складання враховано, що на колодку діє поперечне навантаження P_n , сила тертя $P_{тр}$, а також температурне навантаження P_T . Розрахунок проведено для вантажного режиму роботи повітророзподільника ум. № 483 [20].

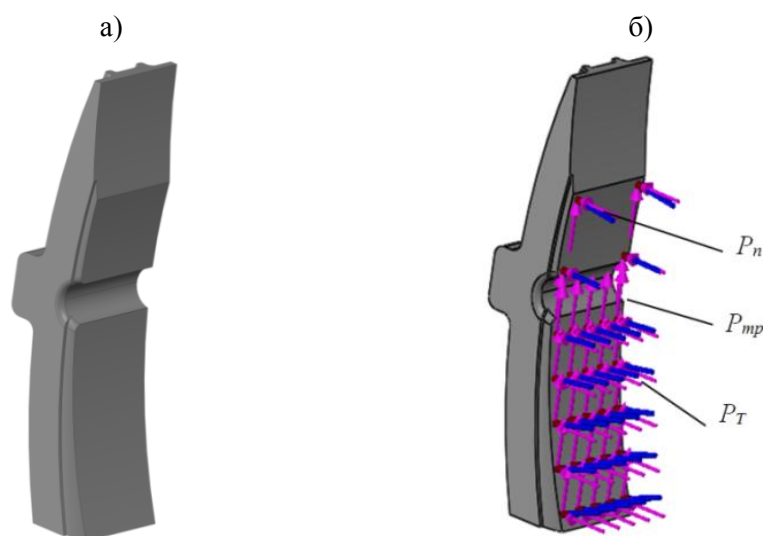


Рис. 5. Просторова модель та розрахункова схема композиційної гальмової колодки

(а) – просторова модель з клинодувальним зносом; (б) – розрахункова схема

Під час складання скінчено-елементної моделі використано ізопараметричні тетраедри, чисельність яких розраховано графоаналітичним методом. Кількість елементів моделі склала – 21456, а вузлів – 4829. Максимальний розмір елемента дорівнює 12 мм, а мінімальний – 2,4 мм. Закріплення моделі колодки здійснено за спинку. У якості її матеріалу застосовано композит з межею міцності 15 МПа [28]. Результати розрахунку наведено на рис. 6.

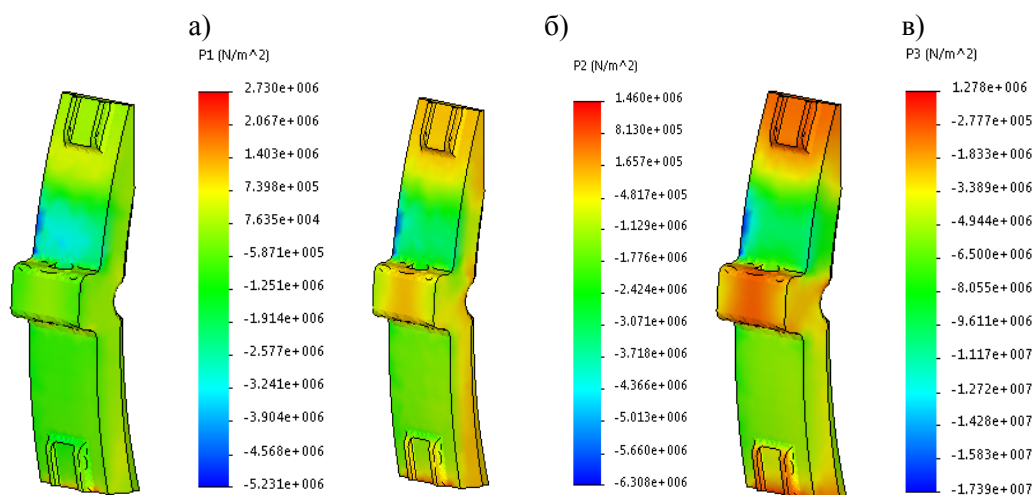


Рис. 6. Головні напруження композиційної гальмової колодки
(а) – перше; (б) – друге; (в) – третє

Отже, максимальні напруження в гальмовій колодці мають місце для третього головного напруження і складають 17,4 МПа, що вище за допустиме значення на 13,8 %. Тобто міцність колодки не забезпечується.

Проведені дослідження доводять, що для забезпечення безпеки руху вантажних вагонів у складі поїздів необхідним є створення заходів, спрямованих на ліквідацію ненормативного зносу гальмових колодок в експлуатації.

Висновки.

1. Виконано виробничі обстеження гальмових систем візків експлуатаційного парку напіввагонів за результатами яких встановлено, що перше місце за їх пошкодженнями посідає клинодувальний знос гальмових колодок, який підтверджено у 3398 обстежених колодок, що складає 90,98 %. Досить розповсюджений вид несправностей гальмових систем стосується й пристрою рівномірного зносу гальмових колодок, який зайняв друге місце серед усіх несправностей. За результатами огляду його виявлено у 2542 із 2948 обстежених вузлів й елементів, що відповідає 68,06 %. Провідні місця посіли й наднормативні зазори між колодкою і колесом. Встановлено, що відведення колодки від колеса менше 5 мм – складає 52,24 %, що відповідає 1951 оглянутій деталі. А більше 8 мм – складає 49,69 %, що відповідає 1856 колодкам, які піддавалися огляду. Також за результатами статистичних матеріалів проаналізовано пошкодження й інших елементів гальмових систем візків напіввагонів, які обстежено переважно у весняно-літньо-осінній період відповідно до розробленої «Програми та методики».

2. Досліджено особливості утворення ненормативного зносу гальмових колодок вантажних вагонів в експлуатації. Встановлено, що зовнішнє гальмове зусилля від триангеля, яке передається на башмак з колодкою під час гальмування, розкладається на дві складові. Воно викликає появу реакції на дію гальмового зусилля, що є причиною виникнення деформацій розтягнення та стиснення маятникової підвіски. Під час обертання колісних пар проти годинникової стрілки зусилля для правого та лівого колеса передається під різним кутом. Це має місце внаслідок конструктивного виконання важільної передачі та наявності зазорів у зоні контакту маятникової підвіски з башмаком. На підставі проведених досліджень

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

встановлено, що умови тертя колодок в кожній з двох колісних пар візків вантажних вагонів будуть відрізнятися, так само, як і нормальні напруження, що підвищують експлуатаційний знос колодок.

3. Визначено зосереджені паралельні сили колодки, силу в маятниковій підвісці і силу тертя, які демонструють головну тенденцію їх чисельних змін через збільшення довжини шкідливої стертості й площі шкідливої стертості у верхній частині клинодуально зношеної колодки. В усіх випадках цього зростання має місце збільшення питомих напружень на робочу поверхню колодки під час гальмувань відносно їх номінальних значень, закладених при проектуванні в конструкціях ГВП. Тобто внаслідок зменшення ефективної площі контакту, мають місце збільшені відносно нормативів зноси колодки. Встановлено, що оскільки робоча поверхня колодки у дійсності має циліндричну форму, то вона шарнірно спирається за кривизною на колесо (тобто в додаток до своєї маятнкової підвіски має допоміжну «опору»), майже при відсутності руху візка. Тому напрям інтегральної сили в залежності від гальмування слід направляти у протилежну сторону відносного руху колеса.

4. Здійснено розрахунок термонапруженого стану клинодуально зношеної композиційної гальмової колодки. Встановлено, що максимальні напруження (третє головне напруження) складають 17,4 МПа та є більшими за допустимі на 13,8%. Тобто міцність колодки не дотримується. Внаслідок зменшення корисного тіла колодки відбувається й зменшення робочої площі контакту, що призводить до збільшення її навантаженості під час гальмування.

Результати проведених досліджень доводять негативні наслідки від клинодуального зносу композиційних колодок, що впливають на ефективність гальмування, в тому числі міцність самих колодок і створюють небезпеку для руху поїздів. Це зумовлює необхідність створення напрямків досліджень, що спрямовані на ліквідацію такого ненормативного зносу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сулим А. О., Мельник О. О., Бялобржеський О. В., Ломонос А. І. Дослідження факторів та оцінка рівня їх впливу на показник питомих витрат електроенергії рухомого складу. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2021. № 4. С. 118–127. DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-268-4-118-127>
2. Сафронов О. М. Дослідження дискової гальмівної системи пасажирського вагона. Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2009. Вип. 14. С. 51–67.
3. Гладких І. В., Сулим А. О., Лупітько Н. В. Основні дослідження динаміки оновлення та розвитку парку вантажних вагонів в Україні. Аналітичний огляд. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2020. № 20. С. 4–13.
4. Дячков Д. В., Сулим А. О. Особливості застосування інформаційних систем управління підприємством в умовах цифрової економіки. Bulletin of Sumy National Agrarian University. 2020. Вип. 1 (83). С. 79–86.
5. Сафронов О. М. Застосування комп'ютерного моделювання для уточненої оцінки гальмівної ефективності вантажних вагонів. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. Серія: Транспортні системи і технології. 2018. Вип. 32(2). С. 61–75.
6. Мурадян Л. А., Шапошник В. Ю., Шикунів О. А. Несправності гальмівного обладнання та дефекти колісних пар вантажних вагонів. Вісн. сертифікації залізн. трансп. 2021. № 3 (67). С. 5–15.
7. Мурадян Л. А., Шапошник В. Ю., Винстрот Б. У., Муковоз С. П. Испытания перспективных тормозных колодок на железных дорогах Украины. Локомотив-информ. 2015. № 7/8. С. 20–22.
8. Мазур В. Л., Найдек В. Л., Попов Є. С. Порівняння чавунних і композиційних з чавунними вставками гальмових колодок для рухомого складу залізниці. Метал та лиття України. 2021. №2 (29). С. 30-39.

9. Gerlici J., Kravchenko, K., Fomina Y. Development of an Innovative Technical Solution to Improve the Efficiency of Rolling Stock Friction Brake Elements Operation. In: International Conference TRANSBALICA: Transportation Science and Technology. Cham: Springer International Publishing, 2019. P. 28-38.
10. Cruceanu C. Train Braking, Reliability and Safety in Railway, Intech. 2012. P 29–74.
11. Zhang Y., Chen Y., He R., Shen B. Investigation of tribological properties of brake shoe materials - phosphorous cast irons with different graphite morphologies. Wear. 1993. Vol. 166(2), P 179–186.
12. Pascu L.V. Cercetări privind îmbunătățirea calității saboților de frână destinați materialului rulant, University Politehnica Timisoara, doctoral thesis. 2015.
13. Сіренко К. А., Мазур В. Л. Аналіз впливу матеріалу гальмівних колодок на утворення дефектів на поверхні кочення коліс залізничного транспорту. Метал та лиття України. 2024. №2(32). С. 57–63. <https://doi.org/10.15407/steelcast2024.02.008>
14. Gupta V., Saini K., Garg A. K., Krishan G., Parkash O. Comparative Analysis of Disc Brake Model for Different Materials Investigated Under Tragic Situations. Asian Review of Mechanical Engineering. 2016. Vol. 5(1). P. 18–23.
15. Sarip S. Design Development of Lightweight Disc Brake for Regenerative Braking – Finite Element Analysis. International Journal of Applied Physics and Mathematics. 2013. Vol. 3 (1). P. 52–58.
16. Day A. J. A finite element approach to drum brake analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982. 1979. Vol. 193. P. 401–406.
17. Day A. J. Drum brake interface pressure distributions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 1989-1996. 1991. Vol. 205. P. 127–136.
18. Равлюк В. Г. Розвиток наукових основ з забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. Харків, 2024. 408 с.
19. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Ткачук М. Р. Визначення факторів, що впливають на надійність роботи гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2019. Вип. 187. С. 63–74.
20. Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України. ЦТ-ЦВ-ЦЛІ-0015: затв. Наказом Укрзалізниці від 28 жовтня 1997 р. № 264-Ц. Київ. 2004. 146 с.
21. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження ненормативного зносу гальмових колодок і його вплив на ефективність гальмування вантажних поїздів. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2022. № 25. С. 30–50.
22. Равлюк В., Равлюк М., Фісіна Я., Нуруллаєв Р. Уточнені розрахунки 2D схем-моделей гальмових важільних передач для збільшення ресурсу колодок вантажних вагонів. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології». 2020. № 35. С. 24–34.
23. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Виявлення причин утворення поверхневих дефектів коліс вагонів, обладнаних композиційними колодками. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології». 2022. № 40. С. 102–120.
24. Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навчальний посібник. Київ: ДЕТУТ, 2007. 176 с.
25. Шпачук В. П., Пушня В. О., Рубаненко О. І., Гарбуз А. О. Теоретична механіка. Динаміка: конспект лекцій. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. 222 с.
26. Козяр М. М., Фещук Ю. В., Парфенюк О. В. Комп'ютерна графіка: SolidWorks: навчальний посібник. Херсон: ОЛДІ-плюс, 2018. 252 с.
27. Пустюльга С. І., Самостян В. Р., Клак Ю. В. Інженерна графіка в SolidWorks: Навчальний посібник. Луцьк: Вежа-Друк, 2018. 174 с.
28. Колодки гальмові композиційні з сітчато-дротяним каркасом для залізничних вантажних вагонів. Технічні умови: ТУ У 6-05495978.017-2001: затв. Головою правління Білоцерківського ВАТ «Трібо» від 30.01.2001 р. 27 с.

S.V. Panchenko

Ukrainian State University of Railway Transport

Feuerbakh sq., 7, Kharkiv, 61050, Ukraine

Телефон: 057-730-10-00, E-mail: panchenko074@ukr.net

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7626-9933>

A.O. Lovska

Ukrainian State University of Railway Transport
Feuerbakh sq., 7, Kharkiv, 61050, Ukraine
Tel.: 066-338-19-46, E-mail: alyonaLovskaya.vagons@gmail.com
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8604-1764>

V.G. Ravlyuk

Ukrainian State University of Railway Transport
Feuerbakh sq., 7, Kharkiv, 61050, Ukraine
Tel.: 095-444-59-74, E-mail: ravvg@ukr.net
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4818-9482>

IDENTIFICATION OF THE CAUSES OF WEDGE-DUAL WEAR AND ITS IMPACT ON THE LOAD OF COMPOSITE BRAKE PADS OF FREIGHT WAGONS

The article highlights the results of production inspections of brake systems of freight wagons, which were carried out mainly in the spring-summer-autumn period in accordance with the developed "Program and methodology". The survey was carried out for open wagons, as they make up the largest percentage of the inventor fleet. Production inspections were carried out with the aim at identifying and accumulating a sufficient amount of the statistical data on malfunctions of lever gear elements, which lead to the formation of wedge-dual wear of pads. It was established that the friction conditions of the pads of each wheel pair of the bogie differ from each other, as well as the normal stresses that increase the operational wear of the pads. Based on the results of the calculations, the forces in the pad and brake mechanism elements were determined. It demonstrates the main tendency of their numerical changes due to the increase of the length of the harmful abrasion and the area of the harmful abrasion in the upper part of a brake pad. This leads to an increase of specific stresses on a pad working surface during braking relative to their nominal values. There fore, as a result of the reduction of the effective contact area, increased pad wear occurs relative to standards.

The results of computer modelling for determining the thermally stressed state of a composite brake pad with real parameters of abnormal wear that occurred during the operation of an open freight wagon are given. The results of the calculations showed that the maximum stresses are of 17.4 MPa, which exceed the permissible value by 13.8%. This is explained by the fact that the reduction of the useful body of the pad leads to a decrease of its working contact area, and this is accompanied by an increase of the load on the pad during braking.

The conducted studies prove the negative consequences of wedge-dual wear of composite pads, which affect the evaluation of the effectiveness of braking devices, the strength of the pads and they create a danger of the trains' movement. This necessitates finding ways to reduce abnormal wear of brake pads during operation.

Key words: train traffic safety, composite wagon pads, abnormal wear of pads, thermal stress state of the pad, transport mechanics.

REFERENCES

1. Sulym, A. O., Melnyk, O. O., Bialobrzheskyi, O. V., & Lomonos, A. I. (2021). Doslidzhennia faktoriv ta otsinka rivnia yikh vplyvu na pokaznyk pytomykh vytrat elektroenerhii rukhomoho skladu. [Study of factors and assessment of their influence on the indicator of specific electricity consumption of rolling stock]. *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni V. Dalia - Bulletin of the East Ukrainian National University named after V. Dahl*, 4, 118–127. doi: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-268-4> [in Ukrainian]
2. Safronov, O. M. (2009). Doslidzhennia dyskovoi halmivnoi systemy pasazhyrskoho vahona. [Research of the disc brake system of a passenger car]. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnoho ekonomiko-tehnolohichnoho universytetu transportu, seriia «Transportni systemy i tekhnohii» - Collection of scientific works of the State Economic and Technological University of Transport, series “Transport Systems and Technologies”*, 14, 51–67 [in Ukrainian]
3. Hladkykh, I. V., Sulym, A. O., & Lupitko, N. V. (2020). Osnovni doslidzhennia dynamiky onovlennia ta rozvytku parku vantazhnykh vahoniv v Ukraini. analitychnyi ohliad. [Basic research on the dynamics of renewal and development of the freight car fleet in Ukraine]. *Zbirnyk naukovykh prats «Reikovy rukhomiy sklad» - Collection of scientific papers “Railbound rolling stock”*, 20, 4–13 [in Ukrainian]
4. Diachkov, D. V. & Sulym, A. O. (2020). Osoblyvosti zastosuvannia informatsiinykh system upravlinnia pidpriemstvom v umovakh tsyfrovoy ekonomiky. [Features of the application of enterprise management information systems in the digital economy]. *Bulletin of Sumy National Agrarian University*, 1(83), 79–86 [in Ukrainian]
5. Safronov, O. M. (2018). Zastosuvannia kompiuternoho modeliuвання dlia utochnenoї otsinky halmivnoi efektyvnosti vantazhnykh vahoniv. [Application of computer modeling for a refined assessment of the braking efficiency of freight cars]. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnoho universytetu infrastruktury ta tekhnohii. Serii: Transportni systemy i tekhnohii - Collection of scientific papers of the State University of Infrastructure and Technology. Series: Transport systems and technologies*, 32(2), 61–75 [in Ukrainian]
6. Muradian, L. A., Shaposhnyk, V. Yu., & Shykunov, O. A. (2021). Nespravnosti halmivnoho obladdannia ta defekty kolisnykh par vantazhnykh vahoniv. [Malfunctions of brake equipment and defects of freight cars wheelsets]. *Visnyk sertyfikatsii zaliznychnoho transport - Journal of Certification of Railway Transport*, 3 (67), 5–15 [in Ukrainian]
7. Muradyan, L. A., Shaposhnik, V. Yu., Vinstrot, B. U., & Mukovoz, S. P. (2015). Ispytaniya perspektivnykh tormoznykh kolodok na zheleznykh dorogah Ukrainy [Tests of perspective brake pads on the railways of Ukraine]. *Lokomotyv-inform - Lokomotyv-inform*, 7/8, 20–22 [in Ukrainian]
8. Mazur, V. L., Naidek, V. L., & Popov, Ye. S. (2021). Porivniannia chavunnykh i kompozytsiinykh z chavunnymy vstavkami halmovykh kolodok dlia rukhomoho skladu zaliznytsi [Comparison of cast iron and composite with cast iron brake pads for railway rolling stock]. *Metal ta lyttia Ukrainy - Metal and casting of Ukraine*, 2 (29), 30–39 [in Ukrainian]
9. Gerlici, J., Kravchenko, K., Fomina, Y. (2019). Development of an Innovative Technical Solution to Improve the Efficiency of Rolling Stock Friction Brake Elements Operation. In: *International Conference TRANSBALICA: Transportation Science and Technology*. Cham: Springer International Publishing, 28–38.
10. Cruceanu, C. (2012). Train Braking, Reliability and Safety in Railway, *Intech*. 29–74.
11. Zhang, Y. Chen, Y. He, R. & Shen, B. (1993). Investigation of tribological properties of brake shoe materials - phosphorous cast irons with different graphite morphologies. *Wear*, 166(2), 179–186.
12. Pascu, L.V. (2015). Cercetări privind îmbunătățirea calității saboților de frână destinați materialului rulant. *Doctoral thesis*. University Politehnica Timisoara
13. Sirenko, K. A., & Mazur, V. L. (2024). Analiz vplyvu materialu halmivnykh kolodok na utvorennia defektiv na poverkhni kochennia kolis zaliznychnoho transportu [Analysis of the influence of brake pad material on the formation of defects on the rolling surface of railway transport wheels]. *Metal ta lyttia Ukrainy - Metal and casting of Ukraine*, 2(32), 57–63. <https://doi.org/10.15407/steelcast2024.02.008> [in Ukrainian]
14. Gupta, V., Saini, K., Garg, A. K., Krishan, G., & Parkash, O. (2016). Comparative Analysis of Disc Brake Model for Different Materials Investigated Under Tragic Situations. *Asian Review of Mechanical Engineering*, 5(1), 18–23.
15. Sarip, S. (2013). Design Development of Lightweight Disc Brake for Regenerative Braking – Finite Element Analysis. *International Journal of Applied Physics and Mathematics*, 3 (1), 52–58.
16. Day, A. J. (1979). A finite element approach to drum brake analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982*, 193, 401–406.
17. Day, A. J. (1991). Drum brake interface pressure distributions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 1989-1996*, 205, 127–136.

18. Ravlyuk, V. G. (2024). Rozvytok naukovykh osnov z ubezpechennia rukhu poizdiv shliakhom pidvyschennia efektyvnosti ekspluatatsii halmovykh system vantazhnykh vahoniv [Development of scientific bases for train traffic safety by increasing the efficiency of freight car brake systems operation]. *Candidate's thesis*. Kharkiv [in Ukrainian]
19. Ravlyuk, V. G., Ravlyuk, M. G., Hrebenuk, V. A., & Tkachuk, M. R. (2019). Vyznachennia faktoriv, shcho vplyvaiut na nadiinist roboty halmovoi vazhilnoi peredachi vizkiv vantazhnykh vahoniv [Determination of factors influencing the reliability of the brake lever transmission of freight car bogies]. *Zbirnyk naukovykh prats Ukrainського derzhavnogo universytetu zaliznychnoho transportu - Collection of scientific papers of the Ukrainian State University of Railway Transport*, 187, 63–74 [in Ukrainian]
20. *Instruktsiia z ekspluatatsii halm rukhomoho skladu na zaliznytsiakh Ukrainy [Instruction for the operation of rolling stock brakes on the railways of Ukraine]* (2004). TsT-TsV-TsL-0015 approved by the Order of Ukrzaliznytsia of October 28, 1997 No. 264-C Kyiv [in Ukrainian]
21. Lovska, A. O., & Ravlyuk, V. G. (2022). Doslidzhennia nenormatyvnoho znosu halmovykh kolodok i yoho vplyv na efektyvnist halmuvannia vantazhnykh poizdiv [Study of abnormal wear of brake shoes and its influence on the efficiency of braking freight trains]. *Zbirnyk naukovykh prats «Reikovy rukhomiy sklad» - Collection of scientific papers "Railbound rolling stock"*, 25, 30–50 [in Ukrainian]
22. Ravliuk, V., Ravliuk, M., Fisina, Ya., & Nurullaiev, R. (2020). Utochneni rozrakhunky 2D skhem-modelei halmovykh vazhilnykh peredach dlia zbilshennia resursu kolodok vantazhnykh vahoniv [Improved calculations of 2D schemes-models of brake lever gears to increase the service life of freight cars.]. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnogo universytetu infrastruktury ta tekhnologii: Seriya «Transportni systemy i tekhnologii» - Collection of scientific papers of the State University of Infrastructure and Technology: Series "Transport Systems and Technologies"*, 35, 24–34 [in Ukrainian]
23. Lovska A. O., & Ravliuk, V. G. (2022). Vyiavlennia prychyn utvorennia poverkhnevnykh defektiv kolis vahoniv, obladnanykh kompozytsiinymy kolodkami [Identification of the causes of wheels surface defects generation on rail cars equipped with composite pads]. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnogo universytetu infrastruktury ta tekhnologii: Seriya «Transportni systemy i tekhnologii» - Collection of scientific papers of the State University of Infrastructure and Technology: Series "Transport Systems and Technologies"*, 40, 102–120 [in Ukrainian]
24. Babaiev, A. M., & Dmytriiev, D. V. (2007). Prynstyp dii, rozrakhunky ta osnovy ekspluatatsii halm rukhomoho skladu zaliznyts [Principle of operation, calculations and basics of operation of railway vehiclesbrakes] [in Ukrainian]
25. Shpachuk, V. P., Pushnia, V. O., Rubanenko, O. I., & Harbuz, A. O. (2016). *Teoretychna mekhanika. Dynamika [Theoretical mechanics. Dynamics]*. Kharkiv: A. M. Beketov Kharkiv National University of Oil and Gas Engineering[in Ukrainian]
26. Koziar, M. M., Feshchuk, Yu. V., & Parfeniuk, O. V. (2018). *Kompiuterna hrafika: SolidWorks [Computer graphics: SolidWorks]*. Kherson: OLDI-plus [in Ukrainian]
27. Pustiulha, S. I., Samostian, V. R., & Klak, Yu. V. (2018). *Inzhenerna hrafika v SolidWorks [Engineering graphics in SolidWorks]*. Lutsk: Vezha-Druk [in Ukrainian]
28. Kolodky halmovi kompozytsiini z sitchato-drotianym karkasom dlia zaliznychnykh vantazhnykh vahoniv. Tekhnichni umovy [Composite brake pads with a mesh-wire frame for railway freight cars. Technical specifications. (2001). *TU U 6-05495978.017-2001* [in Ukrainian].