

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ (273)

УДК 629.4.077:629.463

**ДЕФІНІЦІЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ДУАЛЬНОГО ЗНОСУ ГАЛЬМОВИХ КОЛОДОК
ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ**

Канд. техн. наук В. Г. Равлюк

**DEFINITION OF THE DUAL WEAR FEATURES OF THE BRAKE SHOES OF FREIGHT
CARS**

PhD (Tech.) V. Ravlyuk

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.183.2019.169643>

Визначено особливий характер двоплощинного переломного профілю зносу гальмових колодок, що спостерігається у великій кількості гальм сучасних вантажних вагонів, за якого вперше виявлено як явище та введено поняття дуального фрикційного зносу гальмових колодок.

Апробовано графоаналітичний алгоритм для дуального зносу колодок, який дає змогу визначити величину і напрямок дії силових факторів, що обумовлюють верхню стертість гальмових колодок і дуальний фрикційний їх знос. Отримані рівняння дають можливість на відповідному етапі оцінювати знос і його вплив на напружено-деформований стан колодок з метою подальшого врахування міцності за різних товщин колодок.

Ключові слова: вагон, гальмова важільна передача, гальмова колодка, дуальний знос, модель, статистичний матеріал.

The work identifies the special character of the two-plane turning profile of brake pad wear, which takes place in a large number of brakes of modern freight wagons, for which the phenomenon was first discovered, and the notion of dual frictional wear of brake pads was introduced. A new scientific approach and a method of research of a problem connected with dual frictional wear of brake pads are presented. A physical parameter is introduced as well as a mathematical expression of the duality coefficient of wear of the brake pad, which will be used in further studies and braking calculations.

The stages of formation of wear on the working surfaces of brake pads are shown, which arises as a result of the complex formation of dual wear on the dynamics of the trolley on the inequalities of the rail track (preferably without braking). It is proved that the part of the working mass of the pads, which works useful during braking determines their resource, until the time, until it exhausts its stock of the weight of the brake pad having already dual wear.

In order to study the dual wear of brake pads in comparison with the known monistic (monopole), statistical material was collected by measuring in three sections of the thickness of the pads for different types of freight wagons with set running rises under operating conditions. The results of the measurements were processed in the specialized computer program "STATISTIKA 10" and graphical indicators were obtained, confirming the results of theoretical studies.

The graph-analytical algorithm for two planes of dual wear of the pad has been tested on which the vector of the reaction of the reaction from the wheel to the brake block is concentrated. The algorithm allows to determine the magnitude and direction of the reaction of the reaction and

to perform the analysis of power factors that determine the upper mopping of brake pads and dual frictional wear. The obtained equations allow at the appropriate stage to evaluate the wear and its impact on the stress-deformed state of brake pads, which allow to further take into account the contact strength at various thicknesses of the brake pads of freight cars.

Keywords: wagon, brake lever gear, brake pad, dual wear, model, statistical material.

Вступ. Інтенсифікація процесу перевезень вантажів залізничним транспортом зумовлює необхідність удосконалення та впровадження в експлуатацію більш ефективних та надійних конструкцій рухомого складу. Одним із найбільш поширених транспортних засобів на залізниці є вантажні вагони. Техніко-економічні показники роботи вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» вказують на вразливість гальмових систем вантажних поїздів в сучасних умовах експлуатації у більшості вагонного парку. У зв'язку з цим в АТ «Укрзалізниця» і у провідних установах, які належать до залізничного транспорту, виконуються роботи щодо підвищення надійності гальм вантажних поїздів та удосконалення розрахунковими методами елементів механічної частини гальма й системи його технічного обслуговування та ремонту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблема нерівномірного зносу гальмових колодок виникла давно, і пов'язана вона зі зменшенням ефективності гальмувань рухомого складу. Вивченню причин і наслідків такого явища присвячено велику кількість праць. Серед них можна зазначити, що в працях [1, 2] було зосереджено увагу на причини нерівномірного зносу колодок, які пов'язані з невірноваженістю деталей, що приєднані до гальмового триангеля у візку. На підставі напрацьованих передумов розроблено підхід до вирішення цієї проблеми, що має такі складові: перенесення отвору в розпірці триангеля і використання напрямного пристрою. Такі пристрої дають можливість зменшити клиноподібний знос колодок [3], але експлуатаційні випробування дослідної партії показали недостатню їх

ефективність, тому є потреба подальших досліджень з метою удосконалення.

Зважаючи на гостру актуальність цієї проблеми фахівцями і науковцями різних країн виконано велику кількість досліджень, на підставі яких розроблено різноманітні пристрої і механізми гальмової важільної передачі (ГВП) для усунення чи сповільнення інтенсивного зносу колодок, наприклад, клиноподібного. У праці [4] запропоновано пристрій для відведення колодок у візках вантажних вагонів із автоматичним корегуванням взаємного положення гальмових колодок відносно поверхонь кочення коліс. Але такий пристрій ускладнює ГВП і потребує в умовах експлуатації періодичних трудомістких регулювань, через це їх застосування стало недоцільним.

Можна навести приклади значної кількості виданих наукових робіт [5–7], де особливу увагу приділено впливу негативних факторів гальмової системи у візках вантажних вагонів, які призводять до збитків у залізничній галузі від ненормативного спрацьовування гальмових колодок.

У праці [8] виконано аналіз основних проблем динаміки рухомого складу, які пов'язані із забезпеченням безпеки руху при експлуатації у міжнародному сполученні, але при цьому не приділялося значної уваги питанню фрикційного дуального зносу гальмових колодок.

У проаналізованих закордонних дослідженнях надають перевагу експериментальним підходам, які базуються на дослідженнях зносних і температурних показників працездатності елементів гальмових системи рухомого складу [7, 9], а деякі зосереджені на перевагах використання чавунних гальмових колодок [10]. Водночас не виявлено джерел з

дослідженнями ненормативного зносу гальмових колодок, якому притаманне двоплощинне їх стирання, яке нині масово відбувається у гальмових системах сучасних вантажних вагонів і завдає істотних збитків галузі залізничного транспорту.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою дослідження є виявлення в механічних гальмових системах особливостей фрикційного дуального зносу гальмових колодок вантажних вагонів і на підставі цього розроблення моделі напружено-деформованого стану (НДС) для подальшої оптимізації зносу гальмової колодки, що являє собою шар з композиційного матеріалу, який контактує з колесом, при дії на неї силових факторів при гальмуванні.

Для досягнення сформульованої мети необхідно вирішити такі завдання:

– на підставі накопиченого статистичного матеріалу дослідної експлуатації гальмових систем візків вантажних вагонів провести дослідження особливостей процесу зносу гальмових колодок, які мають ненормативний подвійний знос;

– в першому наближенні розробити модель НДС, яка є аналогом створення до неї теплової моделі гальмової колодки, що притиснена до поверхні кочення колеса силою натиснення;

– за допомогою розроблених моделей методами теорії пружності в подальшому запропонувати основні напрямки для вирішення завдань ліквідації подвійного зносу композиційних гальмових колодок і збільшення їх ресурсу.

Основна частина дослідження

Аналіз і класифікація зносу гальмових колодок візків вантажних вагонів.

Як відомо, у двовісних візках вантажних вагонів гальмові колодки в поперечних перерізах своєї довжини зношуються нерівномірно, зменшуючись клиноподібно за товщиною в умовах експлуатації [2, 6]. Результат цього фізичного процесу наведений на рис. 1, де зображено вигляд зношених колодок, які було демонтовано з візків вантажних вагонів інвентарного парку АТ «Укрзалізниця».



Рис. 1. Гальмові колодки, демонтовані з вантажних вагонів, які непридатні до подальшого використання через подвійний знос, але ще з великими залишками робочого тіла:

а – колодки з частковою стертістю наверху;

б – розмежування двох площин зносу (показано білою лінією)

Природно, що при русі вагона під час гальмувань виникає тертя між поверхнею кочення колеса й робочою поверхнею гальмової колодки та здійснюється фрикційний знос. Але під час обстежень гальмових колодок, знятих при деповському ремонті вагонів, було виявлено, що більшість колодок мають часткову верхню стертість, яка не збігається із загальною площиною зносу від гальмувань. Одночасно обстеження колодок у вагонах експлуатаційного парку в пунктах технічного обслуговування (ПТО) вагонів дали змогу встановити, що більшість колодок у попущеному стані гальма схилені, впираються своїми верхніми крайками у поверхні кочення коліс і під час руху здійснюють тертя. Тому на колодках утворюються дві поверхні зносу: верхня – де колодка стирається кососиметрично, під час руху вагонів без гальмування, досить інтенсивно за швидкості руху; нижня – якою здійснюється гальмування.

Фактично робоче тіло колодок зношується подвійно з лінією розмежування двох площин тертя, тому такий стан колодок дефініційовано окремо як дуальний фрикційний знос.

Він може відбуватися у фрикційних гальмових механізмах різноманітних

транспортних засобів з колодковими, дисковими, барабанними чи іншими гальмами у тому разі, коли виходять з ладу пристрої кріплення та відведення колодок чи гальмових накладок від рухомої поверхні, яку потрібно гальмувати.

Усі вантажні вагони нині обладнані пристроями рівномірного зносу колодок, але вони мають дуже низьку надійність. Через це втрачається їх працездатність навіть іще у тих вагонах, які щойно вводяться в експлуатацію із вагонобудівних або ремонтних підприємств. Тому більш ніж у 90 % вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» працюють з дуальним зносом гальмових колодок, через що погіршується ефективність гальмувань у вантажних поїздах. Працівники вагонного господарства вимушені гальмові колодки у великих обсягах замінювати на нові.

На рис. 2 наведено дуально зношену колодку з досить великою недовикористаною частиною робочого тіла, демонтованою з вагона після зовсім малого пробігу – 2078 км, через загрозу безпеці руху, з істотним зменшенням гальмової площі.

У великих обсягах подібно зношені гумоазбестові колодки вивозяться з вагоноремонтних підприємств на сміттєзвалища. Технології їх переробки, реставрації чи утилізації не існує.

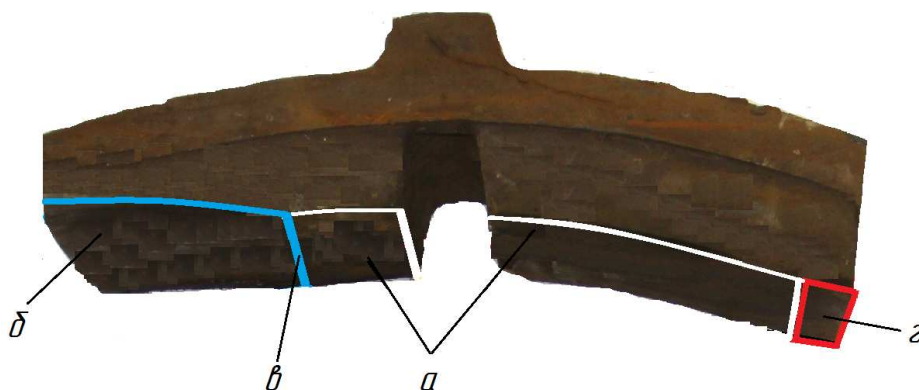


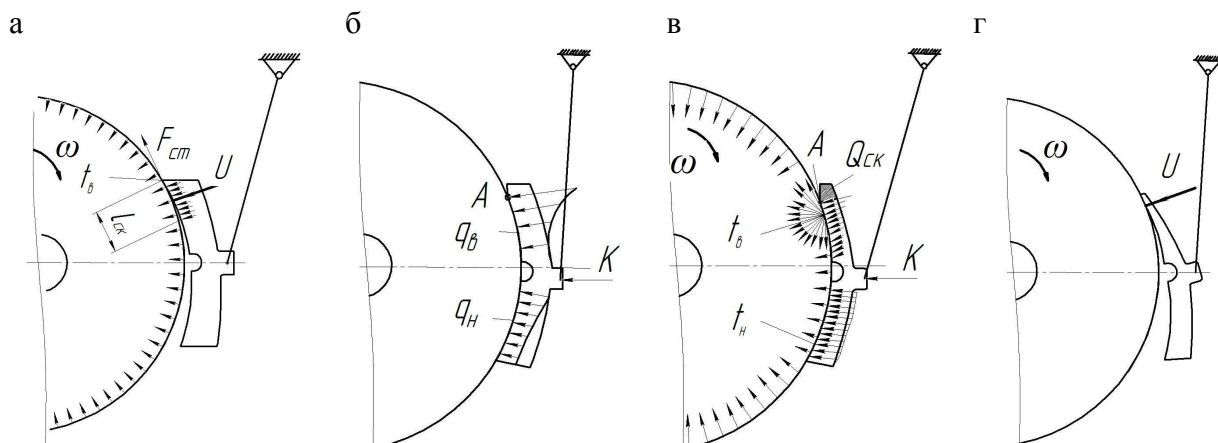
Рис. 2. Вигляд дуально зношеної гальмової колодки: а – робоча площа гальмування; б – площа шкідливої стертості; в – лінія розмежування площин; г – залишок площі від нової колодки, який не торкався поверхні кочення колеса при гальмуваннях вагона

Аналіз явищ дуального зносу гальмових колодок [11] показує, що нова колодка починає зношуватися у верхній частині (рис. 3, а) внаслідок низької надійності пристрою рівномірного відведення колодок. При пробігу вагона до 3 тис. км – знос набуває подвійного вигляду як кромковий знос з відтворенням суттєвого фрикційного стирання на верхньому краю колодки (рис. 3, б). При цьому нижня гальмова частина колодки стирається клиноподібно, більш інтенсивно під верхньою стертістю із поступовим зменшенням внизу.

Таким чином, верхні частини колодок зношуються значно інтенсивніше за нижні (рис. 3, в). На верхній, укороченій стертістю частині колодки концентрується значно більший питомий тиск $q_в$, ніж на нижній $q_н$. Внаслідок чого зношування у верхній

частині колодки настає раніше, ніж очікувалося за пробігом вагона, що потребує її заміни при досить суттєвому не використаному залишку робочої маси на нижній частині колодки (рис. 3, г). Під час гальмувань тепловиділення $t_в$ значно зростає нижче лінії розмежування (точка А) із поступовим зменшенням до низу колодки $t_н$ (рис. 3, в).

Після аналізу зібраного статистичного матеріалу вперше звернено увагу на специфічний знос гальмових колодок, через який на їхніх верхніх частинах започатковується та інтенсивно з випереджаючим темпом зростає місцева фрикційна стертість не під час гальмувань, а коли відбувається рух вагонів у режимах тяги та вибігу. Такий знос запропоновано називати дуальним.



спирання нової колодки верхньою крайкою в рухоме колесо і здійснення тертя без гальмування;
нерівномірність розподілу гальмових натиснень $q_в$ і $q_н$ від колодки на колесо за наявної верхньої стертісті;

гальмування, яке супроводжується підвищеними тепловиділеннями $t_в$ і $t_н$ через верхню стертість колодки;
клиноподібний знос колодки, яку необхідно замінювати, з великою часткою неспрацьованої маси

Рис. 3. Фрагменти плоского відображення етапів відтворення дуального зносу гальмових колодок вантажного вагона

Для можливості оцінки негативних явищ зменшення гальмової сили за наявності дуального зносу колодок введено

поняття коефіцієнта дуальності, визначено і запропоновано формулу для його розрахунків залежно від величини

дуального зносу колодки, що даватиме змогу отримувати розрахункові параметри й виконувати подальші дослідження.

Запропонований коефіцієнт дуальності зносу для гальмових колодок визначається залежно від величини шкідливої стертості відносно загальної довжини колодки, або як співвідношення цих площин:

$$\xi = \frac{l_k - l_{ck}}{l_k} = \frac{Q_k - Q_{ck}}{Q_k}, \quad (1)$$

де l_k і Q_k – загальна довжина і площа тертя нової гальмової колодки відповідно;

l_{ck} і Q_{ck} – відповідно довжина і площа шкідливої стертості, яка зменшує площу тертя колодки.

З точки зору теорії пружності гальмову колодку можна зобразити як плоску стрижневу модель (рис. 3), якій відповідає спрощена схема зминання, зсуву або згину криволінійного стрижня, де нескладно дати розрахункову оцінку напруженням за наявності крайкового зносу, якщо є дані про коефіцієнт дуального зносу ξ ; контактну площину нової колодки з колесом Q_k і відповідну силу натиснення K на гальмову колодку [12] за відомих значень шкідливої стертості колодки. Із такою постановкою задачі природно вважати, що питомі контактні сили натиснення q_e на верхній частині робочої поверхні колодки, що контактує з поверхнею кочення колеса, будуть більшими або дорівнювати допустимому значенню питомого тиску матеріалу колодки:

$$q_e = K_p / \xi Q_k \geq [q], \quad (2)$$

де K_p – розрахункова сила натиснення, що діє на колодку;

$[q]$ – допустиме значення питомого тиску, яке зокрема пов'язано з напруженням зминання, зсуву чи згину, що визначає працездатність колодки.

Відповідно до рис. 3, отримаємо:

$$K_p \leq \xi Q_k [\sigma_{zm}], \quad (3)$$

де $[\sigma_{zm}]$ – допустиме напруження, в даному разі зминання, яке залежить від матеріалу колодки.

Тобто за час, коли сила натиснення на колодку набирає свого номінального значення, її край починає інтенсивно зношуватися з переносом і втратою маси свого композиційного матеріалу та значним підвищенням температури тертя.

Моделі формування дуального зносу

У роботі [11] роз'яснено, що негативні явища дуального зносу гальмових колодок відбуваються через недосконалу конструкцію триангеля та низьку надійність пристрою рівномірного відведення колодок від коліс, де за власною вагою деталей гальмової системи візка виникає гравітаційна сила \bar{G} (рис. 4, а). Під її дією відбувається схиляння колодки з повертанням навколо шарніра d з притисненням її невеликим зусиллям \bar{U} , яке складає 150–200 Н до колеса, що обертається. За збільшенням зносу утворюється площа (рис. 3, в), позначена символом Q_{ck} , на якій розподіляється вказана сила з питомим натисненням q_{cm} . Внаслідок цього утворюється сила тертя \bar{F}_{cm} . У контакті колеса з рейкою виникає і реалізується опір коченню колеса B_{on} з ефектом крипу, який тут не розглядається (рис. 4).

На рис. 4, а і б схематично (у вигляді криволінійного стрижня) наведено плоский вигляд моделі з інтерпретацією зносу нової колодки, що відбувається внаслідок умов її підвішування з випереджуючим кутом α (рис. 4, б). Тут на підставі рівнянь статички сума моментів сил для гальмового важеля дорівнює нулю $\sum M(e) = 0$ відносно прийнятої нерухомої точки шарніра e . За цієї умови визначають розрахункову гальмову силу, що діє від вертикального важеля ГВП у чотирирівнісному напіввагоні [15].

Розглянемо умови рівноваги колодки разом з її шарнірною підвіскою під дією таких сил і моментів [13]: сили \bar{F} – реакції взаємодії колеса й колодки; сили ваги колодки \bar{G} , що прикладена в центрі її ваги s ; сили натиснення \bar{K} з боку гальмового башмака на колодку, вектор дії якої відповідно до досліджень проф. Б. Л. Карвацького слід направити горизонтально; сили \bar{V} – реакції підвіски (діє вгору по осі Z), яку можна (приблизно) вважати спрямованою вертикально уздовж лінії ed елемента підвіски гальмової колодки; M_{mp} – моменту тертя в шарнірі d . Отже, система рівнянь рівноваги всіх елементів колодкового гальма відносно точки підвішування e запишеться у векторно-скалярній формі:

$$\bar{F} + \bar{G} + \bar{K} + \bar{V} = 0; \quad (4)$$

$$F(ne) + G(h') + K(h_x) + V(0) = 0, \quad (5)$$

де h' і h_x – плечі дії моментів відповідних сил. Плече ne , для зручності запису, позначимо через a .

Крім того, з умови рівноваги системи відносно точки d для моментів сил, що діють на саму колодку, як окремої ланки, маємо:

$$F(\phi d) + Gh_G \pm M_{mp} = 0, \quad (6)$$

де ϕd – відстань від точки ϕ до шарніра в точці d (надалі будемо позначати для зручності через b) і h_G – два плеча для моментів сили \bar{F} і сили \bar{G} відносно шарніра d ; M_{mp} – момент сил тертя, що у шарнірі d буде додатним при обертанні колеса за годинниковою стрілкою і від'ємним — при обертанні колеса у зворотному напрямку.

Виключивши F із рівнянь (5) і (6), одержимо співвідношення:

$$\frac{(Gh_G \pm M_{mp})}{b} = \frac{(Kh_x - Gh'_G)}{a}. \quad (7)$$

Останній вираз (6), після перетворень, зводиться до рівності:

$$\frac{Kh_x - Gh'_G}{Gh_G \pm M_{mp}} = \frac{a}{b} = q = const. \quad (8)$$

Позначивши співвідношення між чисельними параметрами, які взято з рис. 4, в, запишемо:

$$l_1 / l_2 = a / b = q; l_1 + l_2 = l, \quad (9)$$

де $l = ed$ – довжина підвіски; $l_1 = e\phi$ – відстань від точки ϕ до точки e ; $l_2 = \phi d$.

З урахуванням виразу (9) місце розташування точки ϕ визначиться із співвідношень:

$$l_1 = ql / (1 + q); \quad l_2 = l / (1 + q). \quad (10)$$

Тобто знайдено обидві точки s і ϕ , через які під час активного гальмування проходить лінія дії реакції \bar{F} , тим самим знайдено і напрямок її дії. Тому маємо усе необхідне для замикання багатокутника сил. Тим самим задачу аналізу дії силових факторів, які обумовлюють реальний верхній знос гальмових колодок вантажних вагонів, вирішено і детально розглянуто у праці [13].

На рис. 4, г і д зображено просторову схему і реальний вигляд дуально зношеної колодки з урахуванням впливу на цей процес технологічної конусності поверхні кочення колеса.

Пояснення стосовно виникнення дуального зносу гальмових колодок полягає в тому, що із збільшенням пробігу вагонів, знос всієї робочої поверхні колодки відбувається так, що площа майданчика $Q_{ск}$ природно збільшується. Проте, у режимах гальмування під дією сили натискання гальмової колодки \bar{K} , товщина

і жорсткість колодки на згин зменшується і вона легше займає вже більш стійке врівноважене положення (рис. 4, б, в). Разом із цим, будь-яке збільшення площі майданчика $Q_{ск}$ призводить при гальмуванні до зростання і наближення

питомого тиску до номінального значення ($q_t \rightarrow q_0$). При пробігу вагона більше 5 тис. км знос набуває дуального вигляду з провисанням (рис. 4, г), тобто має вигляд кромкового зносу з відтворенням фрикційного стирання верхнього краю колодки.

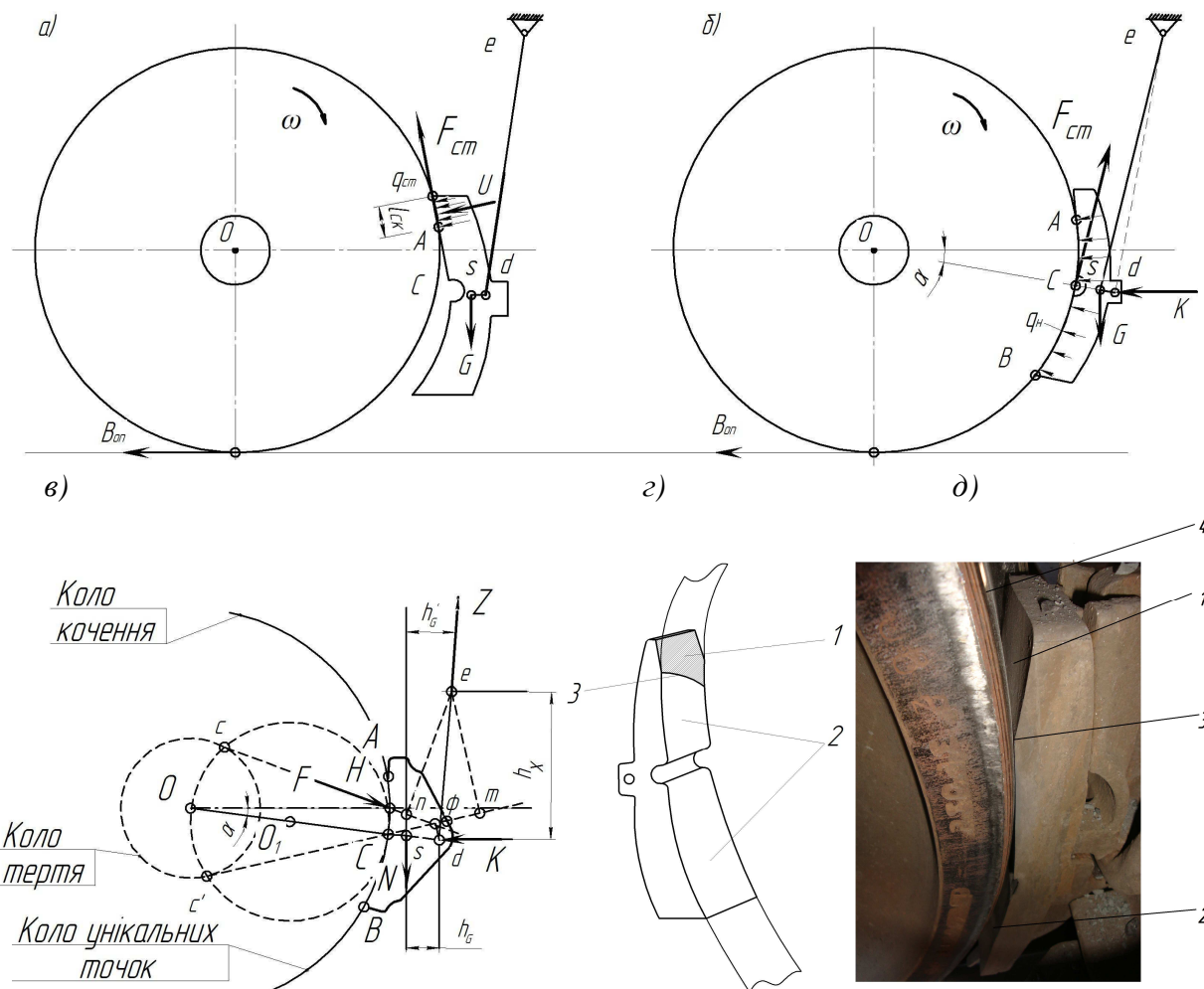


Рис. 4. Схеми утворення дуального фрикційного зносу:

- а – відтворення початкового осередку стирання верхнього краю колодки під час руху без гальмувань;
- б – гальмування колодковим гальмом з розвитком дуального фрикційного зносу колодки;
- в – векторне розподілення діючих на колодку сил з підвішуванням ed ;
- г – просторова схема гальмової колодки з дуальним зносом; д – вигляд розташування гальмової колодки із дуальним зносом відносно поверхні кочення колеса;
- 1 – площа шкідливої стертості; 2 – площа робочої гальмової стертості;
- 3 – лінія розмежування площин; 4 – поверхня кочення колеса

У табл. 1 наведено усереднені статистичні дослідні дані процесу дуального зносу гальмових колодок, які були

отримані при контрольних вимірюваннях для різного пробігу вантажних вагонів.

Оптимальне число статичних даних визначалося за формулою [14]:

$$n = \frac{t^2 \cdot \sigma^2}{\delta^2}, \quad (11)$$

де t – значення критерію Стьюдента для заданої вибірки;

σ – середньоквадратичне відхилення випадкової величини, що досліджується;

δ^2 – абсолютна похибка результату вимірювань.

При розрахунках приймаємо стандартну ширину гальмової колодки $b = 80$ мм.

Таблиця 1

Усереднені статистичні дослідні дані параметрів гальмових колодок з утворенням дуального зносу в межах експлуатаційного пробігу вантажних вагонів, отриманих з бази даних АРМ ПТО

Інтервал пробігу вагонів N , тис. км	Усереднена довжина зносу шкідливої стертості $l_{ск}$, мм	Довжина гальмової частини колодки, мм	Площа гальмової частини колодки $Q_k - Q_{ск}$, мм ²	Коефіцієнт дуальності ξ
0	0	340	27200	1
0-3	5	335	26800	0,985
3-7	10	330	26400	0,971
7-9	15	325	26000	0,956
9-13	20	320	25600	0,941
13-17	25	315	25200	0,926
17-20	30	310	24800	0,912
20-24	35	305	24400	0,897
24-27	40	300	24000	0,882
27-30	45	295	23600	0,868
30-35	50	290	23200	0,853
35-40	55	285	22800	0,838
40-60	60	280	22400	0,824
60-85	65	275	22000	0,809
85-110	70	270	21600	0,794
110-135	75	265	21200	0,779
135-160	80	260	20800	0,765

Отриманий статистичний матеріал дає змогу проаналізувати процес утворення дуального зносу і оцінити ефективність процесу гальмування рухомого складу. Тому зібрані дані статистики стосовно зносу нових гальмових колодок вантажного поїзда оброблено у спеціалізованій комп'ютерній програмі «STATISTIKA 10». Результати розрахунків, отримані у даній програмі, графічно наведено на рис. 5.

Вони повністю підтверджують проміжний висновок, що на початковій стадії експлуатації вантажних вагонів при зносі нових колодок переважає не стільки режим гальмування, скільки «вільний» рух у режимах тяги й вибігу вантажного поїзда. Дійсно, відповідно до конструкції реального підвищення триангелів з гальмовими башмаками і колодками (зокрема під кутом α), переважно на цьому

етапі у верхніх частинах колодок утворюються триботехнічні площини $Q_{ск}$, де зусилля \bar{G} розподіляється по контактних поверхнях тертя колодок і коліс із середнім питомим тиском Δq_{cm} , що перевищує своє розрахункове нормативне значення Δq_0 . В

результаті виникає стирання верхньої крайкової частини робочої поверхні колодки – крайковий вібраційний знос від динаміки вагона, який стає «осередком» утворення дуального зносу з провисанням.

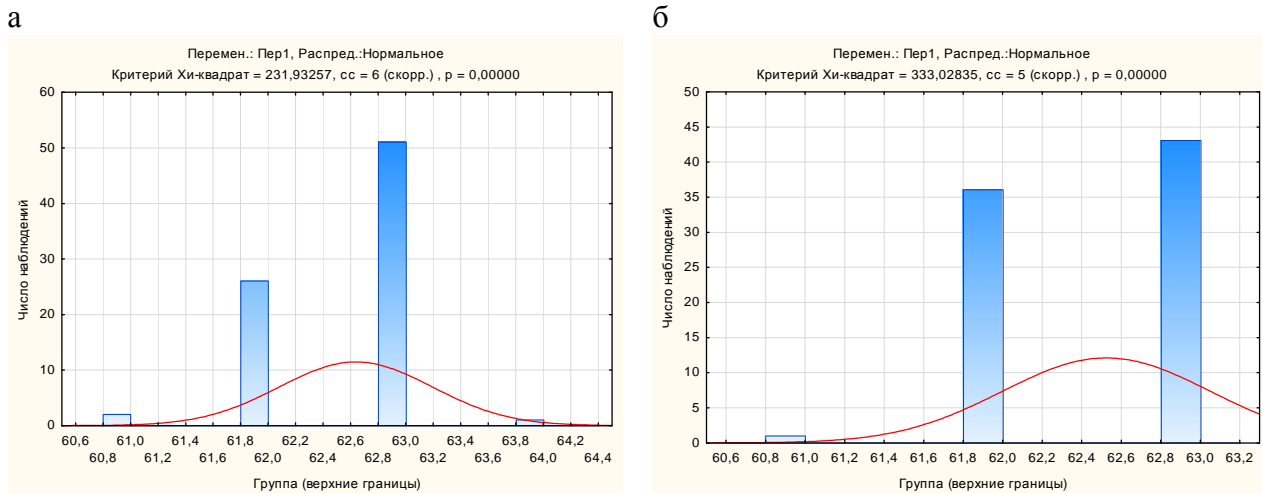


Рис. 5. Результати обробки статистичного матеріалу стосовно зносу гальмових колодок при пробігу вагона в інтервалі 7–9 тис. км: а – нижня частина колодки; б – верхня частина колодки

Із збільшенням величини пробігу вантажних вагонів від 17 до 20 тис. км (рис. 6, а, позиція 1) починає виникати інтенсивний знос гальмових колодок, який досить швидко переходить у дуальний. Однак зі збільшенням пробігу вагонів від 35 до 40 тис. км знос у верхній частині колодок буде дещо сповільнюватися (рис. 6, б, позиція 2).

Перехід від плоских приблизних моделей до просторових уточнених

На першому етапі досліджень розглянемо як базовий варіант ідеальний випадок, коли контактні площі триботехнічної пари «колесо–колодка», які труться при гальмуванні, мають площу з рівномірно розподіленими контактними напруженнями dF/ds . Інакше кажучи, силу натиснення на колодку \bar{K} , яка збурює виникнення сили тертя \bar{F}_{cm} , розглядаємо як

діючу дезінтегрально на елементарних секторальних майданчиках ds , де елементарні реакції у вигляді дискретних сил dF спрямовані під кутами тертя α_{mp} (на рисунку не позначено) до кожної з нормалей дискретних поверхонь колодки (рис. 7).

Як відомо, розв’язування задач, які пов’язані з визначенням напружено-деформованого стану (НДС), здійснюється кількома етапами, а саме:

- виконується побудова розрахункової моделі з припущенням, що розосередження сили натиснення \bar{K} здійснюється по площі колодки з розкладанням на елементарні складові $dF = dQ$, що визначають векторну суму елементарних сил притиснення колодки до колеса й відповідних їм елементарних сил тертя dT (з урахуванням граничних умов);

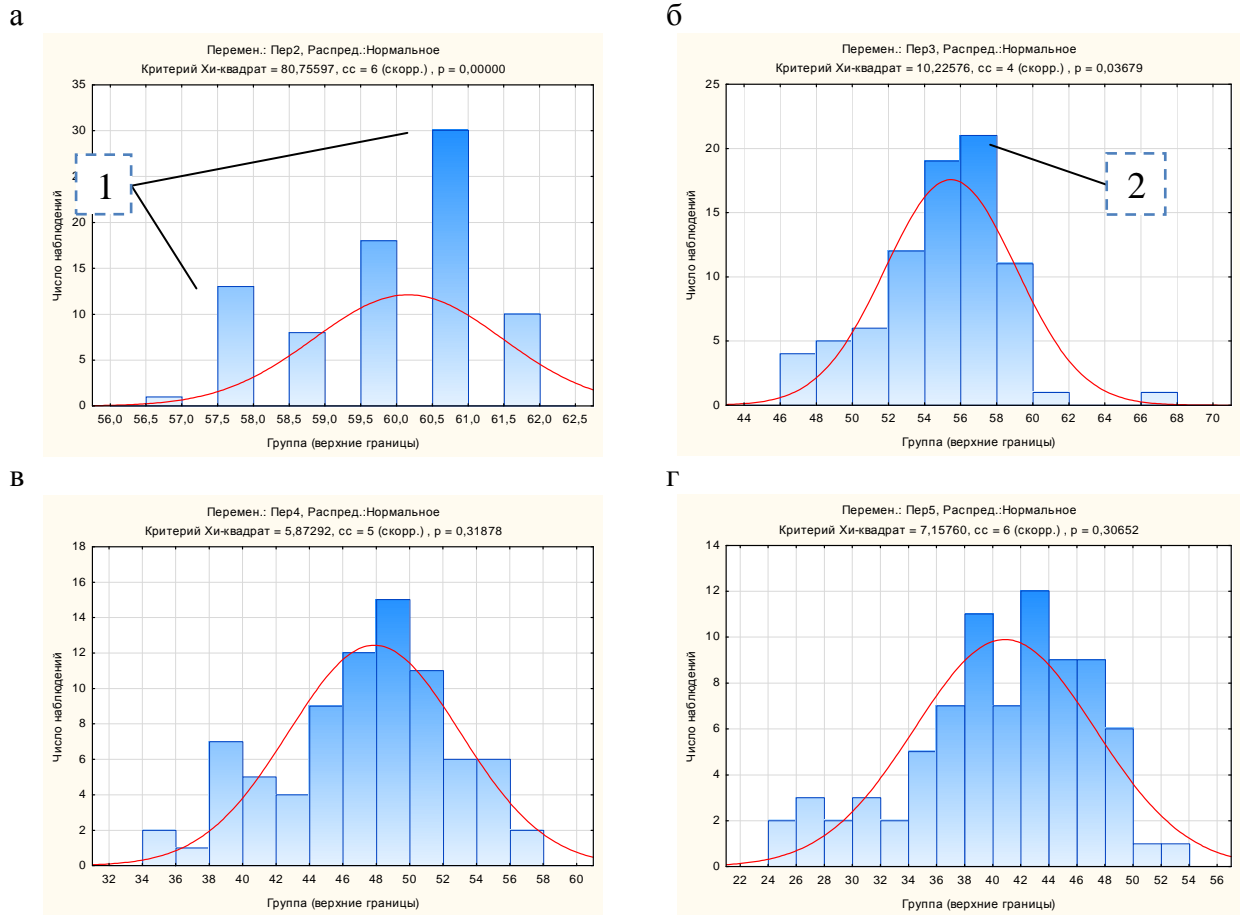


Рис. 6. Результати обробки статистичного матеріалу стосовно зносу гальмових колодок при пробігу вагонів в інтервалах: а – 17–20 тис. км; б – 35–40 тис. км; в – 40–60 тис. км; г – 135–160 тис. км

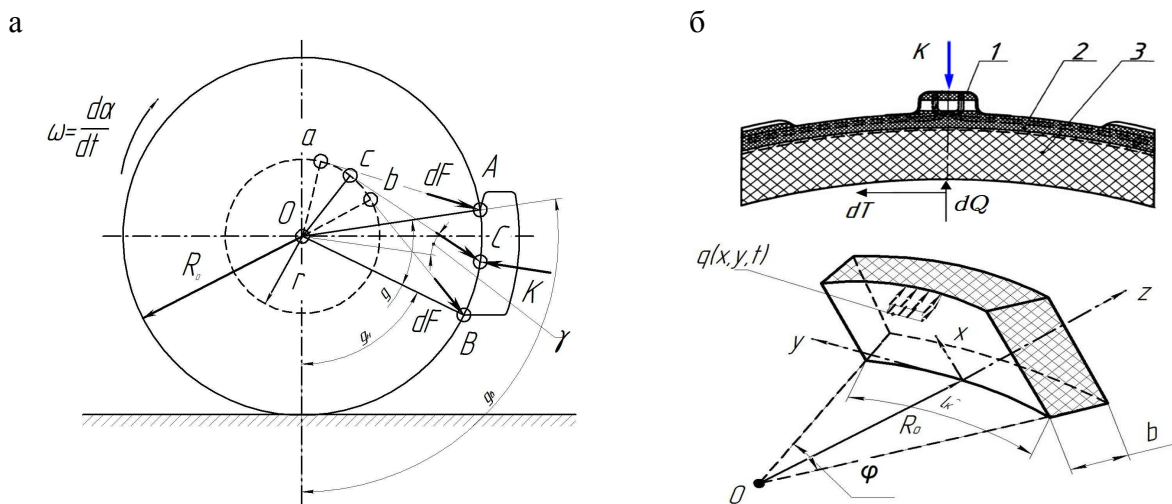


Рис. 7. Схема дії сил на гальмову колодку: а – виникнення реакції колеса на силу натиснення \bar{K} як суми елементарних сил $dF \equiv dQ$, що діють на майданчиках ds ; б – вигляд гальмової колодки та її напруженого тіла: R – радіус колеса; \bar{K} – сила натиснення на гальмову колодку; 1 – вушко; 2 – гранична частина; 3р – тіло колодки, яке навантажено елементарними реакціями на натискання колодки до колеса з урахуванням елементарних сил тертя dT

- компонується рівняння НДС гальмової колодки у вигляді просторової оболонкової конструкції (з урахуванням граничних умов);

- вирішуються рівняння НДС для об'єкта досліджень з урахуванням реальних конструктивних параметрів колодкового гальма.

Вважаємо, що всі розглянуті сили на рис. 7, а лежать у площині перетину колодки, що збігається з площиною рисунка. Лінії дії сил \bar{F} (у секторі кута охоплення колеса колодкою g сходяться до точки s , яка міститься на колі тертя з радіусом r [13]:

$$r = \frac{\varphi_k (D_0 / 2)}{\sqrt{1 + \varphi_k^2}}, \quad (12)$$

де D_0 – діаметр кола кочення колеса в площині, що «розсікає» колодку

симетрично; φ_k – коефіцієнт тертя між колодкою й колесом.

Як перше наближення в оцінці НДС колодки розглядається ідеальний випадок прикладення до неї з боку башмака рівномірно розподіленого навантаження, що за задумом забезпечує її рівномірний знос.

Для проведення розрахунків передбачається, що матеріал колодки є однорідним, пружним та ізотропним з такими характеристиками: модуль пружності 1-го роду $E=5 \cdot 10^3$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\mu=0,37$; допустимі параметри міцності матеріалу композиційної колодки типу 2ТР-11.

З метою подальших порівнянь експериментальних даних (табл. 1) з розрахунковими доцільно розглянути рівняння (13) для НДС трьох варіантів ступенів зносу колодки за її товщиною [16, 17].

$$\begin{cases} \mu \left(\nabla^2 u_r - \frac{u_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right) + (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] - \rho \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2} = 0, \\ \mu \left(\nabla^2 u_\theta - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right) + (\lambda + \mu) \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] - \rho \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial t^2} = 0, \\ \mu \nabla^2 u_z + (\lambda + \mu) \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] - \rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Граничні умови на зовнішніх поверхнях цієї просторової моделі мають вигляд:

$$\sigma_{zr} = \sigma_{r\theta} = 0, \quad \sigma_{rr} = q \quad \text{для } r = R_0, \quad \sigma_{zr} = \sigma_{r\theta} = 0, \quad \sigma_{rr} = q \quad \text{для } r = R_0 + h; \quad (14)$$

і на її кінцях:

$$\sigma_{zz} = u_r = u_\theta = 0, \quad \text{для } z = 0, L; \quad (15)$$

при початкових умовах

$$u(r, \theta, z, 0) = \frac{\partial u(r, \theta, z, 0)}{\partial t} = 0, \quad i = \overline{1, 3}. \quad (16)$$

Тут λ , μ – коефіцієнти Ляме і ρ – щільність матеріалу колодки — константи, які змінюють свої значення при зміні

температури t ; $u = \{u_r, u_\theta, u_z\}$ – вектор переміщення.

Компоненти тензора напружень визначаються за формулами:

$$\sigma_{jk} = 2\mu \varepsilon_{jk} + \lambda \delta_{jk} \Delta, \delta_{jk} = \begin{cases} 0, & j \neq k \\ 1, & j = k \end{cases}, \Delta = \varepsilon_{rr} + \varepsilon_{\theta\theta} + \varepsilon_{zz}, j, k = r, \theta, z, \quad (17)$$

а компоненти тензора деформацій визначаються в границях справедливості закону Гука.

Маючи систему рівнянь (13) з відповідними граничними та початковими умовами типу (14–16), неважко запропонувати для подальших досліджень аналогічну систему рівнянь, які описують завдання теплопередачі двошарової конструкції, яка містить оболонку гальмового башмака і колодки.

Висновки. Вперше визнано особливий характер двоплощинного переломного профілю зносу гальмових колодок на робочій площині тертя, за якого введено поняття дуального фрикційного зносу гальмових колодок.

За наявності дуального зносу гальмових колодок процес гальмування у поїздах набуває негативних наслідків: збільшує опір руху, тому зростають енерговитрати на тягу поїздів, істотно зменшується ресурс гальмових колодок і

коліс, погіршується ефективність гальмувань, що загрожує безпеці руху.

Для можливості проведення розрахунків параметрів зменшення сили тертя колодок за наявності дуального зносу різної величини введено поняття коефіцієнта дуального зносу та запропоновано формулу для його розрахунків.

Апробовано графоаналітичний алгоритм двох точок, через які під час активного гальмування проходить лінія дії реакції \bar{F} до сили натиснення на колодку \bar{K} . За його допомогою знаходиться величина і напрям \bar{F} для замикання багатокутника сил і вирішення задачі аналізу силових факторів, які обумовлюють верхній знос гальмових колодок вантажних вагонів.

Отримані рівняння дають змогу на відповідному етапі оцінювати знос і його вплив на напружено-деформований стан колодок з метою подальшого врахування контактної міцності за різних товщин колодок.

Список використаних джерел

1. Иноземцев В. Г., Виноградов В. М. Повышение надежности механического тормозного оборудования грузовых вагонов. *Развитие и совершенствование автоматических тормозов: сб. науч. тр.* Москва : ЦНИИ МПС, 1974. – Вып. 507. – С. 15-24.
2. Нечволода С. І., Романюха М. О., Нечволода К. С. Проблеми нерівномірного зносу гальмових колодок у вантажних вагонах: зб. наук. праць. Харків : УкрДАЗТ, 2007. Вип. 86. С. 50-56.
3. Пат. 121889 Україна, МПК51 В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00. Підсилюючий пристрій до паралельного відведення колодок від коліс у гальмівній системі візків вантажних вагонів. Опубл. 26.12.17.

4. Радзиховский А. А., Омеляненко И. А., Тимошина Л. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками. *Вагонный парк*, 2008. №8. С. 10-16.
5. Болотина А. Б. Исследование параметров и совершенствование механической части тормозной системы грузовых вагонов с учетом перспективных условий эксплуатации: дисс.... канд. техн. наук / Моск. гос. ун-т путей сообщ. Москва, 2000. 244 с.
6. Мартынов И. Э., Нечволода К. С. О способе полной ликвидации клиновидного износа тормозных колодок грузовых вагонов. *Вагонный парк*, 2010. №4. С. 36-39.
7. Vakkalagadda M.R.K., Srivastava D.K., Mishra A., Racherla V. Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways. *Original Research Article*, 2015. Vol. 328-329. P. 64-76.
8. Lovskaya A., Gerlici J., Fomin O., Kravchenko K., Prokopenko P., Lack T. Improvement of the bearing structure of the wagon-platform of the articulated type to ensure the reliability of the fixing on the deck of the railway ferry. *MATEC Web of Conferences "XXIII Polish-Slovak Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations (MMS 2018)"*. Vol. 254. 15 January 2019. P. 1–12.
9. Vernersson Tore, Lundén Roger. Wear of brake blocks for in-service conditions—Influence of the level of modelling. *An International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear*, 2014. Vol. 314. P. 125-131.
10. Vineesh K.P., Vakkalagadda M.R.K., Tripathi A.K., Mishra A., Racherla V. Non-uniformity in braking in coaching and freight stock in Indian Railways and associated causes. *Engineering Failure Analysis*, 2016. Vol. 59. P. 493-508.
11. Равлюк В. Г. Спрощений кінетостатичний аналіз гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів: зб. наук. праць Держ. ун-ту інфраструктури та технол. Сер. Транспортні системи і технології. Київ: ДУІТ, 2018. № 32. С. 55–70.
12. Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України: ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015. Затв. нак. Укрзалізниці № 264–Ц 28.10.1997. Вид. офіц. Київ: 2004. 146 с.
13. Равлюк В. Г. Оцінювання факторів утворення дуального фрикційного зносу гальмових колодок: зб. наук. праць Держ. ун-ту інфраструктури та технол. Сер. Транспортні системи і технології. Київ: ДУІТ, 2018. № 31 (2017). С. 109–126.
14. Космин В. В. Основы научных исследований: учеб. пособие. Москва: ГОУ «Учебно-метод. центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2007. 271 с.
15. Равлюк В. Г., Афанасенко І. М. Завдання на курсовий проект з методичними вказівками з дисципліни «Автоматичні гальма та безпека руху»: метод. вказівки. Харків: УкрДАЗТ, 2012. 70 с.
16. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Динамічна модель оцінювання робочих напружень у гальмівних колодках вантажних вагонів. Матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту»: міжнар. наук.-практ. конф. 17 – 18 травня, 2018 р. : тези доповідей. Дніпро, 2018. С. 48-50.
17. Кудинов В. А., Аверин Б. В., Стефанюк Е. В., Назаренко С. А. Теплопроводность и термоупругость в многослойных конструкциях : учеб. пособие. Самара: Самар. ГТУ, 2006. 304 с.

Равлюк Василь Григорович, канд. техн. наук, доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: ravvg@ukr.net.

Ravlyuk Vasyl G., PhD (Tech.), Associate professor, Department of Wagons, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-35. E-mail: ravvg@ukr.net.

Статтю прийнято 04.02.2019 р.