

В. Г. РАВЛЮК

ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ ПРИ КЛИНОПОДІБНОМУ ЗНОСІ ГАЛЬМІВНИХ КОЛОДОК ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Розглядаються питання вирішення задач, що пов'язані з дослідженням проблем верхнього зносу гальмівних колодок на шарнірному підвишуванні візків вантажних вагонів. Приводяться результати досліджень, які базуються на кінетостатичному аналізі причин нерівномірного зносу колодок, пов'язаних з гальмуванням коліс в односторонньому та двосторонньому їх обертанні. Дано оцінку ремонтного втручання, пов'язаного з особливостями підвишування зношених гальмівних колодок відносно коліс. Описуються причини нерівномірного зносу гальмівних колодок при експлуатації вантажних вагонів на залізницях України.

Ключові слова: вантажний вагон, гальмівна колодка, знос, колесо, тертя, точка, сила.

Ислагаются вопросы решения задач, связанных с исследованием проблем верхнего износа тормозных колодок на шарнирной подвеске тележек грузовых вагонов. Приводятся результаты исследований, базирующихся на кинетостатическом анализе причин неравномерного износа колодок, связанных с торможением колес в одностороннем и двухстороннем их вращении. Дается оценка ремонтного вмешательства, связанного с особенностями подвешивания изношенных тормозных колодок относительно колес. Описываются причины неравномерного износа тормозных колодок при эксплуатации грузовых вагонов на железных дорогах Украины.

Ключевые слова: грузовой вагон, тормозная колодка, износ, колесо, трение, точка, сила.

The problems of solving problems connected with the problem of wear of brake pads on the hinged suspension of freight cars trolleys are considered. The results of researches, which are based on kinetostatic analysis of causes of uneven wear of pads connected with braking of wheels in one-way and two-way rotation, are presented. The estimation of the repair intervention, connected with features of suspension of the worn brake pads with respect to wheels, is given. The reasons of uneven wear of brake pads during operation of freight cars on Ukrainian railways are described.

Keywords: freight car, brake shoe, wear, wheel, friction, point, force.

Вступ. Техніко-економічні показники роботи вантажних вагонів ПАТ «Укрзалізниця» свідчать про те, що за чверть століття незалежності України гальмівні системи вантажних поїздів стали найбільш вразливі в сучасних умовах експлуатації у більшості вагонного парку знаходиться у незадовільному стані. У зв'язку з цим в ПАТ «Укрзалізниця» і у провідних установах, які відносяться до залізничного транспорту, виконуються роботи щодо підвищення довговічності та надійності гальм вантажних поїздів [1, 2, 11, 14].

Мета досліджень. Забезпечення надійної роботи гальмівного обладнання вантажних вагонів, що в найбільшій мірі сприяє ефективній та безпечній їх експлуатації на залізницях України. А це є однією з головних проблем удосконалення розрахункових методів конструкції механічної частини гальмай системи технічного обслуговування та ремонту вантажних вагонів в цілому [3, 9].

Стан проблеми. Для зменшення кількості транспортних подій на залізничному транспорті України щорічно виконується аналіз [4], за яким розробляють ряд заходів, які дають можливість покращити ситуацію на залізницях. У багатьох випадках причиною виникнення транспортних подій є несправність механічної частини гальмівного обладнання, яке не завжди вдається достовірно прогнозувати та своєчасно виявити при виконанні технічного обслуговування вантажних вагонів. Тим самим запобігти виникнення аварійних ситуацій на шляху їх прямування.

Питанням удосконалення гальмівної важільної передачі вантажних вагонів, зокрема визначенню силових перетворень при клиноподібному зносі гальмівних колодок вантажних вагонів, його попередження та збільшення нормативного ресурсу гальмівних колодок присвячено багато наукових праць. Зокрема у роботі [7] при розробці вітчизняного візка нового покоління для вантажних вагонів запропонований пристрій для відведення колодок із автоматичним корегуванням взаємного положення гальмівних колодок і поверхонь кочення коліс. У китайській гальмівній важільній передачі оригінальне конструктивне виконання у візку ZK-1 має підвіска триангеля [6]. Вона виконана на шатуні не підресореної частини, яка, в свою чергу, спирається на конусні втулки через гуму, а для запобігання падіння триангеля на залізничну колію активно використовуються запобіжні троси чи скоби.

Можна навести інші приклади виданих наукових робіт [5, 8, 10, 15], де особливу увагу приділено впливу негативних чинників гальмівної системи вантажних потягів, що призводять до збитків залізничної галузі від масового клиноподібного спрацювання гальмівних колодок. Все це зайвий раз підкреслює актуальність роботи, результати якої викладено в нашому дослідженні.

Основна частина досліджень. У гальмівних важільних передачах вантажних вагонів із колодковим гальмом характерною особливістю є однобічне розташування колодок, які притискаються до поверхонь

кочення колісних пар. При цьому самі гальмівні колодки жорстко закріплені на загальній гальмівній балці – триангелі.

Для таких гальмівних передач конструктивно визначають так званий кут заниження гальмівної колодки α , а також інші кути, що пояснюють процес гальмування (рис. 1).

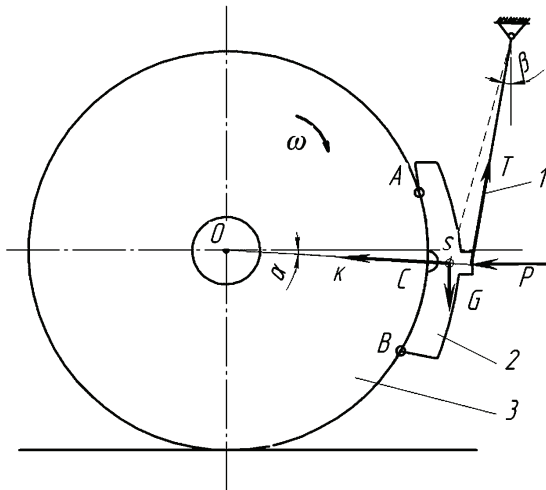


Рисунок 1 – Схема гальмування колодковим гальмом вантажного вагона за наявності верхньої стертості

Кут β , що зветься кутом підвішування, існує для полегшення відводу гальмівних колодок від коліс при відпуску гальма так, щоб підвіска L , разом з башмаком і гальмівною колодкою 2 , після припинення гальмування, під дією власної ваги рівномірно відходили від коліс 3 [2].

Чисельне співвідношення між силою K , що виникає між колодкою і колесом, і силою P , яка діє під час гальмування на колодку вочевидь дорівнює:

$$K = P \cdot \cos \alpha, \tag{1}$$

де P – сила натиснення гальмівної колодки на колесо; α – кут між горизонтальною віссю, яка проходить через центр колеса і середину гальмівної колодки C .

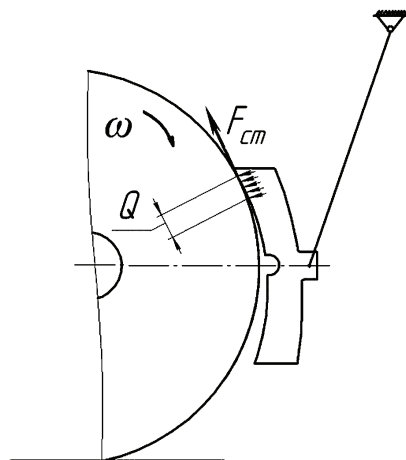


Рисунок 2 – Початковий стан повномірної схиленої колодки до спірання верхнім краєм у колесо із здійсненням тертя під час руху без гальмування

Необхідно зазначити, що і величини діаметрів коліс і товщини гальмівних колодок (через їх зношу-

вання) не є постійними. Тому колодки нахилиються до упору верхніми краями в поверхню кочення коліс та під час руху без гальмування в них виникає місцеве фрикційне зношування (рис. 2).

Внаслідок цього, при гальмуванні верхня стерта частина колодки Q не доходить до колеса та не приймає участі у створенні гальмівної сили. Фрикційна взаємодія колодок з колесами, а значить і гальмівний процес істотно спотворюються через перерозподіл силових тисків по довжині колодок. Тому в роботі запропоновано підійти до силового аналізу таких ситуацій дезінтегровано, на основі квазістатичного аналізу.

Особливості квазістатичного підходу до створення теорії зношування гальмівних колодок вантажних вагонів.

Постановочна частина. В наших дослідженнях, контактну площу силової взаємодії гальмівних колодок, що примикають і труться при гальмуванні об колеса, запропоновано розглядати дезінтегровано – як композицію елементарних секторальних майданчиків, до яких прикладена протидіюча реакція F у вигляді розподілених дискретних сил dF , спрямованих під кутом тертя φ_k до нормалей дискретних поверхонь колодки ds і колеса типу OC (рис. 3).

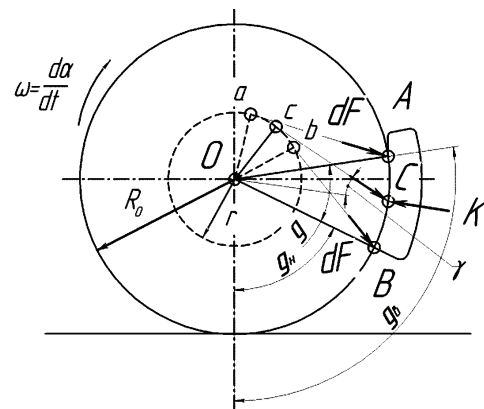


Рисунок 3 – Формування реакції колеса $F = K = P \cos \alpha$, як суми сил dF , що діють на ділянках ds поверхні колодки S

Тобто, врівноважений стан тут визначається для кожної ділянки ds робочої площі колодки S :

$$ds = b (D_0/2) dg, \tag{2}$$

де b – ширина колодки; D_0 – діаметр кола кочення колеса в площині, що «розсікає» колодку симетрично; dg – секторальний кут дискретного поділення S від верху (g_0) до низу (g_k) робочий поверхні колодки в секторі g .

У цьому випадку гальмівна сила F розкладається на сили dF , які діють по площі S :

$$F = \int_S dF, \quad S = \int_S ds = b(D_0/2) \int_{g_0}^{g_k} dg. \tag{3}$$

Природно вважають, що всі розглянуті сили лежать в площині перетину колодки, що збігається з площиною рисунка. А лінії дії сил dF (в секторі охоплення колеса колодкою g) практично сходяться до точки c кола з радіусом r :

$$r = \frac{\varphi_k (D_0 / 2)}{\sqrt{1 + \varphi_k^2}}, \quad (4)$$

де φ_k – коефіцієнт тертя між колодкою і колесом.

Самі сили dF , як вже сказано, утворюють кути тертя γ із своїми нормаллями до площини поверхонь тертя ds . Причому, цей кут у секторі $(g_k - g_n)$ від місця розташування майданчика ds не залежить. Тобто, не залежить від змін сектору $(g_e - g_n)$ під час експлуатації (відлік зношеності колодки ведемо від кута g_e). У зв'язку з цим в межах гальмівного сектору $(g_e - g_n)$, для будь-якого ступеню зношеності, лінії дії сил dF є дотичними до кола тертя радіуса $r = Oc$, утворюючи з відповідними радіусами прями кути. Так що:

$$Oc = 1/2 D_0 \sin \gamma. \quad (5)$$

Вираз формули (4) виводиться при підстановці в (5) залежності (6), відомої із триботехніки [10, 13]:

$$\varphi_k = \operatorname{arctg} \gamma. \quad (6)$$

Тут і далі коло з радіусом r , який залежить тільки від коефіцієнта тертя φ_k , будемо називати колом тертя.

Очевидно, крайні сили dF , що дотичні кола тертя в крайніх точках a й b , утворюють на ньому дугу $\cup ab$, також одночасно мають точки A і B дуги $\cup AB$, де у межах гальмівного сектору $g = (g_e - g_n)$ діють розподілені сили dF , що протидіють гальмівній силі K .

Слід зазначити, що в сучасних гальмівних системах вантажних вагонів кут охоплення коліс колодками гальма практично у всіх конструкціях однаковий. При цьому значення $(g_e - g_n)$ такі, що елементарні реакції dF , прикладені до елементарних майданчиків ds для всіх точок гальмівного сектора практично сходяться в середині дуги $\cup ab$ – у точці c .

Інакше кажучи, композиція елементарних реакцій dF утворить збіжну в одній точці систему сил. Звідки слідує, що рівнодіюча цієї системи сил F визначається й за величиною й за напрямком з багатокутника збіжних сил і також проходить через точку середини дуги $\cup ab$ – точку c [10].

Цю особливість гальмування колодковим гальмом будемо відзначати й надалі, називаючи точки, подібні c , унікальними точками.

Зрозуміло, що координати унікальних точок у різних конструкціях механізмів гальмування залежать від коефіцієнта тертя φ_k , а також від деяких інших показників механічної частини гальмівної системи візка. Наприклад, від геометричних параметрів колодкового гальма, зокрема, від положення бісектриси OC , що у рівних частках ділить кут охоплення колодкою колеса: $(g_e - g_n)/2$.

Разом з тим відомо, що проблема експлуатації й призначення строків технічного обслуговування й ремонту гальмівних систем вантажних вагонів пов'язана з усуненням явищ нерівномірного зносу гальмівних колодок вантажних вагонів і на наш погляд ще недостатньо вивчена. У зв'язку з цим на кафедрі «Вагони» більше десяти років у рамках виконання держбюджетних робіт проводяться науково-технічні дослідження, присвячені цій проблемі [11].

Так чи інакше, успішне вирішення цієї проблеми пов'язано з удосконалюванням механічної частини гальмівної системи вантажних вагонів у тому числі з

визначенням силових факторів при клиноподібному зносі гальмівних колодок вантажних вагонів.

Основне припущення в дослідженнях. Суть запропонованого підходу в дійсних дослідженнях полягає в тому, що практично для всіх механізмів гальмування вантажних вагонів (незалежно від модифікації важільних передач і триангелів) геометричне місце кругових точок являє собою дугу кола радіуса $r_0 = 0,25 D_0$ (рис. 4).

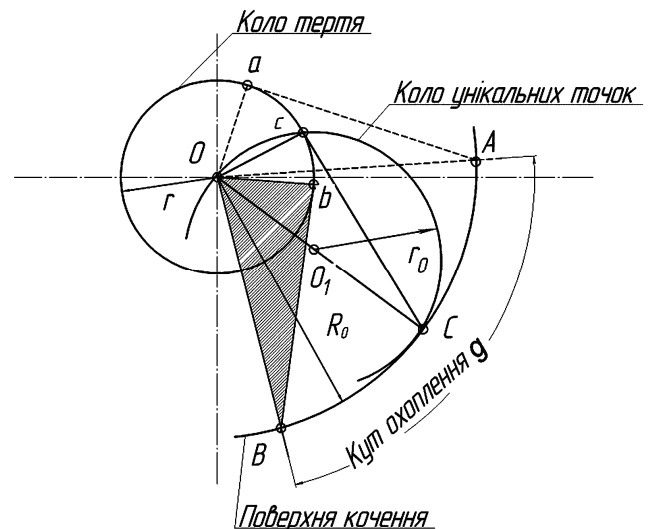


Рисунок 4 – Побудова кола унікальних точок

Це коло описується із центра O_1 , що лежить на середині бісектриси OC гальмівного сектору g , який ми назвали колом унікальних точок.

Зауважимо, що дотичні Aa й Bb , проведені з точок A і B до кола тертя, утворюють рівні трикутники ΔOaA й ΔObB , які збігаються один з одним при повороті одного з них на кут $(g_e - g_n)$. Тобто:

$$\angle bOa = \angle BOA = g_e - g_n. \quad (7)$$

Відомо, що при гальмуванні колодковим гальмом коефіцієнт тертя між колодкою й колесом змінюється не тільки внаслідок зміни тиску в зоні їх контакту, а також і змінних в експлуатації колових швидкостей колеса, температури та ін. факторів. Тому для визначення векторної величини реакції колеса F і точки її прикладення в різних режимах гальмування необхідно знати положення унікальних точок при різних коефіцієнтах тертя. Для цього покажемо, що точки c і C ділять наполовину кожен з дуг ab і AB відповідно.

Дійсно, з'єднуючи точки c і C із центром O , маємо рівність:

$$\angle bOc = \angle BOC = (g_e - g_n) / 2.$$

З рис. 4 зрозуміло, що ΔObb теж можна з'єднати з рівним йому ΔOCc шляхом повороту на кут $(g_e - g_n) / 2$. Кут $\angle OCc$ – прямий, а пряма cC – дотична до кола тертя. Так, що точку c знайдемо як точку перетинання кола тертя з колом, побудованим на OC як на діаметрі. Це коло і є колом унікальних точок, які при змінах коефіцієнта тертя φ_k змінюють своє місце розташування.

Визначення унікальних точок при гальмуванні колодковим гальмом для різних коефіцієнтів тертя. Нехай є деякі значення коефіцієнтів пари тертя $\varphi_k = 0,05; \varphi_k = 0,2; \varphi_k = 0,4$. Для наочності й простоти викладу процедури визначення унікальних точок (при різних φ_k) скористаємося розрахунково-графічним методом побудови багатокутників сил, що діють на об'єкти квазістатичної рівноваги.

Із цією метою зобразимо відповідно до конкретного φ_k конкретно коло тертя, відзначивши серединні точки C_1 і C_2 контактних дуг поверхонь тертя гальмівних колодок колеса колісної пари. Тут же побудуємо на відрізках OC_1 і OC_2 , як на діаметрах, кола унікальних точок для передньої (правої) і задньої (лівої) по ходу руху колодок (рис. 5).

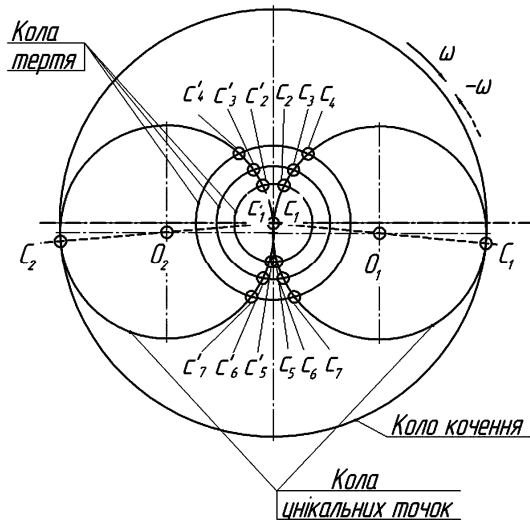


Рисунок 5 – Унікальні точки правих та лівих гальмівних колодок при обертанні колеса за годинниковою стрілкою

Тоді, вочевидь, точки перетинання кіл тертя з колами будуть унікальними точками c_1, c_2, \dots, c_8 відповідно для правої й лівої колодок при обертанні колеса за годинниковою стрілкою. При обертанні колеса в протилежному напрямку унікальними точками будуть c_5, c_6, c_7, c_8 – для правої й c_1, c_2, c_3, c_4 – для лівої колодки.

Однак, знання координат тільки однієї унікальної точки c недостатньо для визначення напрямку дії сумарної реакції F . Тому слід зйти ще точку, через яку проходить вектор F .

У зв'язку з цим представимо всі діючі силові фактори, які забезпечують квазістатичну рівновагу зчленованих елементів підвищеної гальмівної колодки при гальмуванні візка (рис. 6). І нехай такою точкою є деяка точка ϕ , що лежить на лінії з'єднання шарніру підвішування колодки e з точкою d (шарнір зчленування колодки і її підвіски).

Щоб знайти місце знаходження точки ϕ , розглянемо умови рівноваги колодки разом з її шарнірною підвіскою під дією таких сил і моментів: сили $-K = F$ – взаємодії колеса й колодки; сили ваги G колодки, прикладеної в її центрі ваги s ; сили P важільного тиску з боку триангеля на колодку, вектор дії якої відповідно до досліджень проф. Б. Л. Карвацького [12] варто на-

правити горизонтально; сили T – реакції підвіски, яку можна (приблизно) вважати спрямованою вертикально уздовж лінії ed елемента підвіски гальмівної колодки; $M_{тр}$ – моменту тертя в шарнірі D .

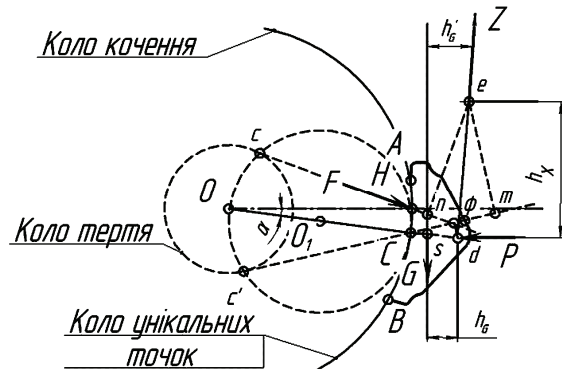


Рисунок 6 – Схема діючих на колодку сил з підвищенням ed

Тому що колодка разом з елементами своєї підвіски (на рис. 6 відображено як ed) знаходиться під дією зазначених силових факторів у рівновазі, тому згідно до цього, їхній головний вектор і головний момент дорівнюють нулю. Отже, система рівнянь квазістатичної рівноваги всіх елементів колодкового гальма відносно точки їх підвищення e запишеться у векторно-скалярній формі в такий спосіб:

$$F + G + P + T = 0; \tag{8}$$

$$F(ne) + Gh'_G - Ph_x = 0, \tag{9}$$

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:

$$F(\phi d) + Gh_G \pm M_{тр} = 0, \tag{10}$$

де ϕd (надалі будемо позначати через b , теж для зручності) і h – два плеча для моментів сил F і G відносно шарніра d ; $M_{тр}$ – момент сил тертя, що у шарнірі d буде позитивним при розташуванні колодки поперед колеса й при його обертанні за годинниковою стрілкою і негативним – у зворотному напрямку.

Виключивши F з рівнянь (9) і (10), одержимо співвідношення:

$$\frac{(Gh_G \pm M_{тр})}{b} = \frac{(Ph_x - Gh'_G)}{a} \tag{11}$$

Останній вираз (11), після перетворень, зводиться до рівності:

$$\frac{Ph_x - Gh'_G}{Gh_G \pm M_{тр}} = \frac{a}{b} = q = const, \tag{12}$$

Позначивши співвідношення між чисельними параметрами, взятими з рис. 6, запишемо:

$$l_1/l_2 = a/b = q; \quad l_1 + l_2 = l, \tag{13}$$

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

точки ϕ до шарніра в точці d .

З урахуванням (13) місце розташування точки ϕ визначиться із співвідношень:

$$l_1 = qL/(1 + q); \quad l_2 = L/(1 + q). \quad (14)$$

Тобто знайдено обидві точки c і ϕ , через які під час активного гальмування проходить лінія дії реакції F , тим самим знайдено і напрямок її дії. Тобто маємо усе необхідне для замикання многокутника сил, тим самим задачу аналізу дії силових факторів, які обумовлюють реальний верхній знос гальмівних колодок вантажних вагонів вирішено.

Висновки

1. Лінія дії реактивної сили колеса на колодку F під час гальмування завжди проходить через унікальну точку c і через точку ϕ шарнірного з'єднання колодки і її підвіски. Координати точки c залежать від φ_k і від положення бісектриси OC кута охоплення колеса колодкою g , а координати точки ϕ – від многокутника сил, що діють на колодку.

2. Унікальна точка c є точкою перетинання кола тертя, радіус якого відповідно до (2) дорівнює: $r = (\varphi_k (D_0 / 2)) / (1 + \varphi_k^2)$, для будь-якого кола унікальних точок, побудованих на OC , як на діаметрі (див. рис. 6). Положення точки ϕ на осі підвіски визначається згідно (14), наприклад: $l_1 = qL/(1 + q)$, де величина q повинна розраховуватися за формулою (13).

3. Кут охоплення g гальмівної колодки зменшується в результаті верхнього зносу і переломного профілю відбувається зміна площі прилягання колодки, це призводить до збільшення питомих тисків у верхній та нижній частинах колодки, а також до збільшення експлуатаційних витрат на тягу поїздів.

Список літератури:

1. Асадченко В.Р. Автоматические тормоза подвижного состава : учеб. пособие / В. Р. Асадченко. – М.: Маршрут, 2006. – 392 с.
2. Бабаев А.М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць : навч. посіб. / А.М. Бабаев, Д.В. Дмитрієв. – К.: ДЕТУТ, 2007. – 176 с.
3. Нечволода С.І. Проблеми нерівномірного зносу гальмівних колодок у вантажних вагонах / С.І. Нечволода, М.О. Романюха, К.С. Нечволода // Зб. наук. праць. – Х.: УкрДАЗТ, 2007. – Вип. 86. – С. 50-56.
4. Аналіз стану безпеки руху поїздів на залізницях України за 2013 рік / Головне управління вагонного господарства. – К.: 2013. – 24 с.
5. Нечволода С.І. Неузгодженість силових факторів із триботехнічними процесами – причина клиновидного зносу гальмівних колодок / С.І. Нечволода, І.Е. Мартинов // Вагонний парк. – 2013. – №10(79). – С. 14-17.
6. Блохин Е.П. Тележки ЗК1 полувагонов, побудованих в КНР / Е.П. Блохин, К.Т. Алпысбаев, В.Я. Панасенко и др. // Вагонный парк. – 2012. – № 9 (66). – С. 12-14.
7. Радзиховский А.А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками / А.А. Радзиховский, И.А. Омеляненко,

Л.А. Тимошина // Вагонный парк. – 2008. – № 8. – С. 10-16.

8. Болотина А.Б. Исследование параметров и совершенствование механической части тормозной системы грузовых вагонов с учетом перспективных условий эксплуатации : дисс... канд. техн. наук / А.Б. Болотина; Моск. гос. ун-т путей сообщ. – М., 2000. – 244 с.

9. Мартынов И.Э. О способе полной ликвидации клиновидного износа тормозных колодок грузовых вагонов / И.Э. Мартынов, К.С. Нечволода // Вагонный парк. – 2010. – № 4. – С. 36-39.

10. Щепетильников В. А. К вопросу о неравномерном износе колодок. Вопросы эксплуатации и ремонта подвижного состава / В.А. Щепетильников // Сб. науч. тр. / Тр. Моск. ин-та инж. ж.-д. трансп. – М.: Трансжелдориздат, 1955. – Вып. 82/3. – С. 366-381.

11. Розробка конструкторсько-технологічної документації на проведення модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів : Звіт про НДР (заключ.): Укр. держ. акад. залізнич. трансп.; кер. Мартинов І.Е.; викон.: Равлюк В.Г. та ін. – Х.: 2012. – 53 с. – Бібліогр.: с. 44. – № ДР 0111U008972.

12. Карвацкий Б.Л. Определение нормального нажатия тормозной колодки / Б.Л. Карвацкий // Сб. трудов МЭМИИТ. – М.: 1948. – № 55. – С. 48-53.

13. Лоренц Ф.В. Лабораторные исследования изношенных тормозных колодок / Ф.В. Лоренц // Сб. трудов МЭМИИТ. – М.: 1949. – С. 72-77.

14. Vakkalagadda M. R. K. Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways / M.R.K. Vakkalagadda, D.K. Srivastava, A. Mishra, V. Racherla // Original Research Article. 2015. – Vol. 328–329. – P. 64-76.

15. Vernersson T. Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels : Part 1: brake rig experiments / T. Vernersson // Wear. – 1999. – Vol. 236. – P. 96-105.

References (transliterated):

1. Asadchenko V.R. Avtomaticheskiye tormoza podvijnogo sostava : ucheb. posobyе. Moscow: Marshrut, 2006. 392 p.
2. Babaiev A.M., Dmytriiev D.V. Pryntsyp dii, rozrakhunky ta osnovy ekspluatatsii halm rukhomoho skladu zaliznyts: navch. posib. Kyiv: DETUT, 2007. 176 p.
3. Nechvoloda S.I., Romaniukha M.O., Nechvoloda K.S. Problemy nerivnomirnogo znosu halmivnykh kolodok u vantzahnykh vahonakh. Zb. nauk. prats. Kharkiv: UkrDAZT, 2007. Vol. 86. PP. 50-56.
4. Analiz stanu bezpeky rukhu poizdiv na zaliznytsiakh Ukrainyza 2013 rik. Holovne upravlinnia vahonnoho hospodarstva. Kyiv: 2013. 24 p.
5. Nechvoloda S.I., Martynov I.E. Neuzghodzhennist sylovykh faktoriv iz tribotekhnichnymy protsesamy – prychna klynovydnogo znosu halmivnykh kolodok. Vahonnyi park. 2013. No 10(79). PP. 14-17.
6. Blokhyn E.P., Alpysbaev K.T., Panasenko V.Ya. y dr. Telezhky ZK1 poluvahonov, postroennykh v KNR. Vahonnyi park. 2012. No 9 (66). PP. 12-14.
7. Radzykhovskiy A.A., Omelianenko Y.A., Tymoshyna L.A. Systemnui podkhod k proektyrovaniyu telezhok dlia hrzovukh vahonov s povushennymy osevimy nahrzkamy. Vahonnyi park. 2008. No 8. PP. 10-16.
8. Bolotyna A.B. Yssledovanye parametrov y sovershenstvovanye mekhanycheskoi chasty tormoznoi systemy

hruzovykh vahonov s uchetom perspektyvnykh uslovyi ekspluatatsyy: dyss... kand. tekhn. nauk; Mosk. hos. un-t puteisooobshch. Moscow: 2000. 244 p.

9. Martynov I.E., Nechvoloda K.S. O sposobe polnoi lykvydatsyy klynovydnoho yznosa tormoznykh kolodok hruzovykh vahonov. Vahonnyi park. 2010. No 4. PP. 36-39.

10. Shchepetylnykov V.A. K voprosu o neravnomernom yznose kolodok. Voprosy ekspluatatsyy y remonta podvyzhnogo sostava. Sb. nauch. tr. Tr. Mosk. yn-taynz. zh.-d. tras. Moscow: Transzheldoryzdat, 1955. Vol. 82/3. PP. 366-381.

11. Rozrobka konstruktorsko-tekhnolohichnoi dokumentatsii na provedennia modernizatsii halmovykh vazhilnykh poredach vizkiv vantazhnykh vahoniv : Zvitpro NDR (zakliuch.): Ukr. derzh. akad. zaliznych. transp. ; ker. Martynov I.E.; vykon.: Ravlyuk V.G. Kharkiv: 2012. 53 p. Bibliogr.: p. 44. № DR

0111U008972.

12. Karvatskyi B.L. Opredelenye normalnogo nazhatyia tormoznoi kolodky. Sb. trudov MЭMYYT. Moscow: 1948. No 55. PP. 48-53.

13. Lorents F.V. Laboratornye yssledovaniya yznoshennykh tormoznykh kolodok. Sb. trudov MЭMYYT. Moscow: 1949. PP. 72-77.

14. 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.

15. Vernersson T. Thermally induced roughness of tread-braked railway wheels : Part 1: brake rig experiments. Wear. 1999. Vol. 236. PP. 96-105.

Надійшла (received) 15.09.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Щодо визначення силових перетворень при клиноподібномузносі гальмівних колодок вантажних вагонів / В. Г. Равлюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 75-80. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-9130.

К установлению силовых преобразований при клиновидном износе тормозных колодок грузовых вагонов / В. Г. Равлюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2017. – № 40 (1262). – С. 75-80. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-9130.

On the issue of determination of the force transformations under wedge-shaped wear of the brake shoes of freight cars / V. G. Ravluk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017. – № 40 (1262). – P. 75-80. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2078-9130.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Равлюк Василь Григорович – кандидат технічних наук, доцент, кафедра вагонів, Український державний університет залізничного транспорту, тел.: (057) 730-10-35, E-mail: ravvg@ukr.net.

Равлюк Василь Григорович – кандидат технических наук, доцент, кафедра вагонів, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, тел.: (057) 730-10-35, E-mail: ravvg@ukr.net.

Ravlyuk Vasylyl Grygorovych – candidate of technical sciences, docent, chair of cars, Ukrainian state University of railway transport, tel.: (057) 730-10-35, E-mail: ravvg@ukr.net.