

ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ (273)

УДК 629.4.077:629.463

ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА НАДІЙНІСТЬ РОБОТИ ГАЛЬМОВОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Канд. техн. наук В. Г. Равлюк, старші викладачі М. Г. Равлюк, В. А. Гребенюк,
магістрант М. Р. Ткачук

DETERMINATION OF THE FACTORS AFFECTING THE RELIABILITY OF THE BRAKE RIGGING OPERATION OF FREIGHT CAR BOGIES

PhD (Tech.) V. Ravlyuk, Senior lecturer M. Ravliuk, V. Hrebeniuk, master M. Tkachuk

У статті наведено результати досліджень, які дозволяють вирішити проблему сповільнення ненормативного зносу гальмових колодок вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця». У результаті досліджень розроблено квазідинамічні моделі процесів гальмування й виконана оцінка відповідних конструктивних рішень щодо поліпшення роботи гальмової системи вантажних вагонів.

На підставі проведених досліджень вирішено створити експериментальну серію модернізованих розпірок тріангелів гальмових важільних передач в умовах вагоноремонтного підприємства. Для проведення розширених дослідних випробовувань на мережі АТ «Укрзалізниця» запропоновано модернізовані тріангелі встановити на трьохелементні візки вантажних вагонів.

Ключові слова: вантажний вагон, гальмова важільна передача, гальмова колодка, клиноподібний та дуальний знос, квазідинамічні моделі.

The article deals with the materials of the cycle of scientific theoretical researches, which unite the search for ways of solving the problem of slowing down the non-normative wear of the brake pads of freight cars of JSC "Ukrzaliznytsia". Based on the analysis of data on the economic costs associated with the replacement of worn pads of wagons, during repairs to the depot, it is determined that the main causes of abnormal wear of the pads are the structural disadvantages of the brake levers of the three-element carts of freight wagons, which lead to increased partial damage. The working surfaces of the pads, which takes place in many mechanical brake systems (up to 90 %) of freight cars of the operational park, both JSC "Ukrzaliznytsia" and private enterprises where there is a private park freight wagon.

Experimental filming and the use of computational models of brake processes have identified "weaknesses" in brake levers. It is recognized that the work of one brake of triangle and the other differs because that they are structurally suspended in the frame of the trolley in different ways. It is determined that the attraction of one triangle of brake rigging differs from other in that they are suspended in the frame of the wagon differently. Moreover, these features are essential for the triangle, which is suspended by two rod-hinged devices. Therefore, in research has paid special attention to this.

Quasi-dynamic models of braking processes have been developed and design solutions have been evaluated to improve the performance of the brake system of freight wagons.

On the basis of the conducted researches it was decided to create an experimental series of modernized spacers of brake-lever triangles under conditions of a wagon-repairing enterprise. In order to carry out advanced testing on the network of JSC "Ukrzaliznytsya", it is proposed to install upgraded triangles on three-element trucks of freight wagons.

Keywords: freight wagon, brake lever gear, brake pad, dual wear, wedge-shaped and dual wear, quasi-dynamic models.

Вступ. Зі збільшенням швидкостей руху й осьових навантажень під час перевезення вантажів на АТ «Укрзалізниця», а також з необхідністю підвищення термінів міжремонтних робіт в гальмовій системі вантажних вагонів застосовано ряд нових конструктивних рішень [1].

Для наукового обґрунтування нововведень, що забезпечують продовження терміну безпечної експлуатації гальмових колодок, здійснено узагальнення матеріалу циклу досліджень, в яких об'єднано пошуки шляхів вирішення проблеми сповільнення зносу колодок вантажних вагонів у АТ «Укрзалізниця».

За результатами обстежень механічної частини гальм візків вантажних вагонів було звернено увагу на те, що більшість колодок мають часткову верхню стертість, яка не збігається із загальною площиною

зносу від гальмувань (рис. 1, а). Одночасно обстеження 16640 колодок у вантажних вагонах експлуатаційного парку в пунктах технічного обслуговування (ПТО) дозволили встановити, що більшість колодок у попущеному стані гальма схилені, впираються своїми верхніми крайками у поверхні кочення коліс і під час руху здійснюють тертя (рис. 1, б). Також необхідно зазначити, що 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 вагона. Результат цього фізичного процесу наведений на рис. 1, де подано фото зношених колодок вантажних вагонів інвентарного парку АТ «Укрзалізниця».



Рис. 1. Клинодуально зношені гальмові колодки: а – з верхньою шкідливою стертістю; б – за взаємодії верхнього кінця з поверхнею кочення колеса під час руху вагона

Показники ефективності використання вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» вказують на те, що гальмові системи в теперішніх умовах експлуатації є дуже вразливі й у багатьох вагонах перебувають у незадовільному стані. Тому в АТ «Укрзалізниця» й у керівних закладах, які мають відношення до залізничного транспорту, проводяться роботи стосовно до покращення надійності автогальм вантажних поїздів.

Дотепер науковцями вивчалися і досліджувалися плоскі квазідинамічні моделі роботи гальмових важільних передач (ГВП), різних конфігурацій, на основі яких автором запропонована розрахункова математична модель, для якої було виконано відповідні теоретичні розрахунки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням аналізу роботи гальмового обладнання вантажних вагонів приділялось достатньо уваги в роботах багатьох фахівців. Так, у роботі [2] доведено, що занадто велика кількість елементів і зайвих зв'язків у ГВП візка (мод. 18-100) перешкоджає самоустановленню поверхонь тертя гальмових колодок відносно площин кочення коліс. Зокрема, кількість зайвих зв'язків у кінематичній схемі дорівнює значенню $q=12$. У цьому ж дослідженні також сформульовано пропозиції, які дозволяють знизити цей показник до бажаного за рахунок конструктивних змін у розпірці триангеля. Проте вони й дотепер не отримали свого втілення і цей вузол не було доведено до удосконалення. Хоча таке рішення могло б сприяти не тільки самоустановленню колодок і колісних пар, але й підвищенню ефективності та безпеці гальмування в кривих ділянках колії.

У даний час на залізниці АТ «Укрзалізниця» і країн, які входять до Міжнародного союзу залізниць (UIC) найбільш розповсюдженим є пристрій з рівномірного зносу гальмових колодок, який складається зі скоби, що верхньою частиною закріплена на розпірці триангеля

в замку, а нижньою частиною охоплює розпірку й утримує її разом з вертикальним важелем у виваженому стані [3].

Проте цей пристрій має суттєві недоліки. Він не забезпечує тривалу надійну працездатність гальм через те, що динамічні навантаження, які діють на скобу під час руху вагона від маси розпірки та вертикального важеля, створюють залишкові деформації скоби, розтягують її за довжиною і скоба перестає виконувати свою основну функцію – забезпечувати рівномірний знос гальмових колодок.

Такий пристрій в даний час застосовується як типовий на візках вантажних вагонів, але після нетривалої роботи він виходить з ладу і перестає виконувати свої функції, тобто не забезпечує ефективне гальмування при нерівномірному зносі колодок, що призводить до зниження надійності в роботі системи гальмування вагона та перевищення витрат гальмових колодок на залізничному транспорті.

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 конструкцію ГВП і потребує в умовах експлуатації періодичних трудомістких регулювань, через це його застосування недоцільне.

У Китаї створено перспективну конструкцію візка (мод. ZK1) з ГВП [5], з покращеними динамічними характеристиками. Важільна передача має нежорстку підвіску триангеля, що спирається на конусні втулки через гуму. Хоча деякі недоліки має і вона. Для використання гальмової передачі у бокових рамах візка ZK1 необхідно вилити спеціальні додаткові приливи, які утримують триангельну гальмову систему. У місцях контакту шипа триангеля з боковою рамою розповсюджуються втомні тріщини, тому і тут можуть виникати загрози безпеці руху. Крім того в процесі експлуатації

спостерігається підвищений знос конусних втулок і зменшення їх ресурсу.

Визначення динамічної навантаженості рухомого складу з метою забезпечення безпеки руху при комбінованих перевезеннях проводиться у праці [6]. Розв'язок математичних моделей динамічної навантаженості здійснений у програмному середовищі Mathcad. Однак при цьому не приділяється уваги дослідженню умов роботи гальмових систем рухомого складу.

За минуле десятиріччя з приводу підвищення надійної роботи ГВП закордонними фахівцями досліджувалися різні аспекти гальмування залізничного транспортного засобу. У праці [12] надано розрахунки для гальмової сили транспортного засобу, оснащеної пневматичним гальмом UIC для пасажирських поїздів, а в дослідженні [13] було зроблено спробу розповсюджувати цю ідею й для вагонів вантажних поїздів, що дасть змогу покращити гальмову ефективність.

Використовуючи традиційні методи досліджень, в [14] розроблено розмірну аналогову модель з кінцевими елементами блоку гальма на колеса, яка була об'єднана через контактний інтерфейс з контролем виробленого тепла при гальмуванні, а також розподілу тепла на поверхні блоку колеса через теплові контактні опори. Вплив температури в колесах і гальмових блоках при гальмуванні було проаналізовано при виконанні експериментальних досліджень на випробувальному гальмовому стенді в роботі [15, 26].

У працях [16, 17] досліджувався вплив температури на гальмування обода залізничного колеса. Попередньо, в межах циклу досліджень, автор оцінював різні показники працездатності залізничних транспортних засобів [18-23]. Він також провів аналогічні дослідження для автомобілів з магнітною левітацією [24] та повітряною подушкою [25].

Виконаний аналіз науково-технічних джерел стосовно працездатності ГВП

вантажних вагонів дозволив зробити висновок, що жодна із запропонованих конструкцій ГВП, які тепер застосовуються в трьохелементних візках, не вирішує проблему рівномірного зносу гальмових колодок через те, що фахівці в більшості випадків рухалися шляхом створення допоміжних пристроїв протидії силам, які нахиляють колодки до поверхонь кочення коліс.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою дослідження є визначення факторів, які впливають на особливості умов роботи гальмової важільної передачі, на основі яких можна запропонувати створення раціональної конструкції механічної частини гальм з точки зору покращення вертикальної динаміки трьохелементних візків вантажних вагонів.

Для досягнення сформульованої мети необхідно вирішити такі завдання:

– визначити особливості роботи триангелів гальмових важільних передач трьохелементних візків вантажних вагонів;

– розробити квазідинамічні моделі сучасних важільних передач візків вантажних вагонів, які допускають інтерпретацію їх роботи у вигляді безінерційних й інерційних плоских кінематичних схем;

– виконати розрахунки силових факторів, що діють на елементи важільних передач при гальмуванні візка для різних випадків, на основі яких знайти раціональне рішення для зменшення шкідливої дії крутного моменту, а також врахувати експлуатаційні умови роботи вантажного вагона при наїзді візків на нерівності рейкової колії типу «стик рейок»;

– запропонувати заходи, які дозволять знешкодити дію шкідливого крутного моменту, що порушує врівноваженість триангеля гальмової важільної передачі трьохелементного візка вантажного вагона.

Основна частина дослідження. Для зменшення можливого впливу шкідливої дії крутного моменту, обумовленого динамікою руху вантажних вагонів,

розглянемо триангелі ГВП трьохелементних візків і проаналізуємо шляхи їх удосконалення. На рис. 2 зображено модель ГВП візка вантажного вагона.

Умовно поділимо ГВП візка на дві частини, які віднесемо до першої (правої) і до другої (лівої – будуть позначені ') колісної пари, та побудуємо об'єднану схему розподілу силових факторів, що діють на відповідні елементи ГВП при

гальмуванні (рис. 2, б). На схемі наведено такі позначення: 1, 1' – вертикальні важелі; 2, 2' – триангелі; 3, 3' – гальмові башмаки; 4, 4' – гальмові колодки; 5, 5' – маятникові підвіски; 6, 6' – розпірки триангеля; 7 – затяжка вертикальних важелів; $T_0(t)$ – гальмова зовнішня сила; $N_1(X_1, Z_1)$ і $N_2(X_2, Z_2)$ – парні сили в підвісках триангелів; T_1 і T_2 – парні гальмові реакції (зі сторони коліс); $\delta T_2 = -\delta T_1$ – розпірні «віртуальні» сили.

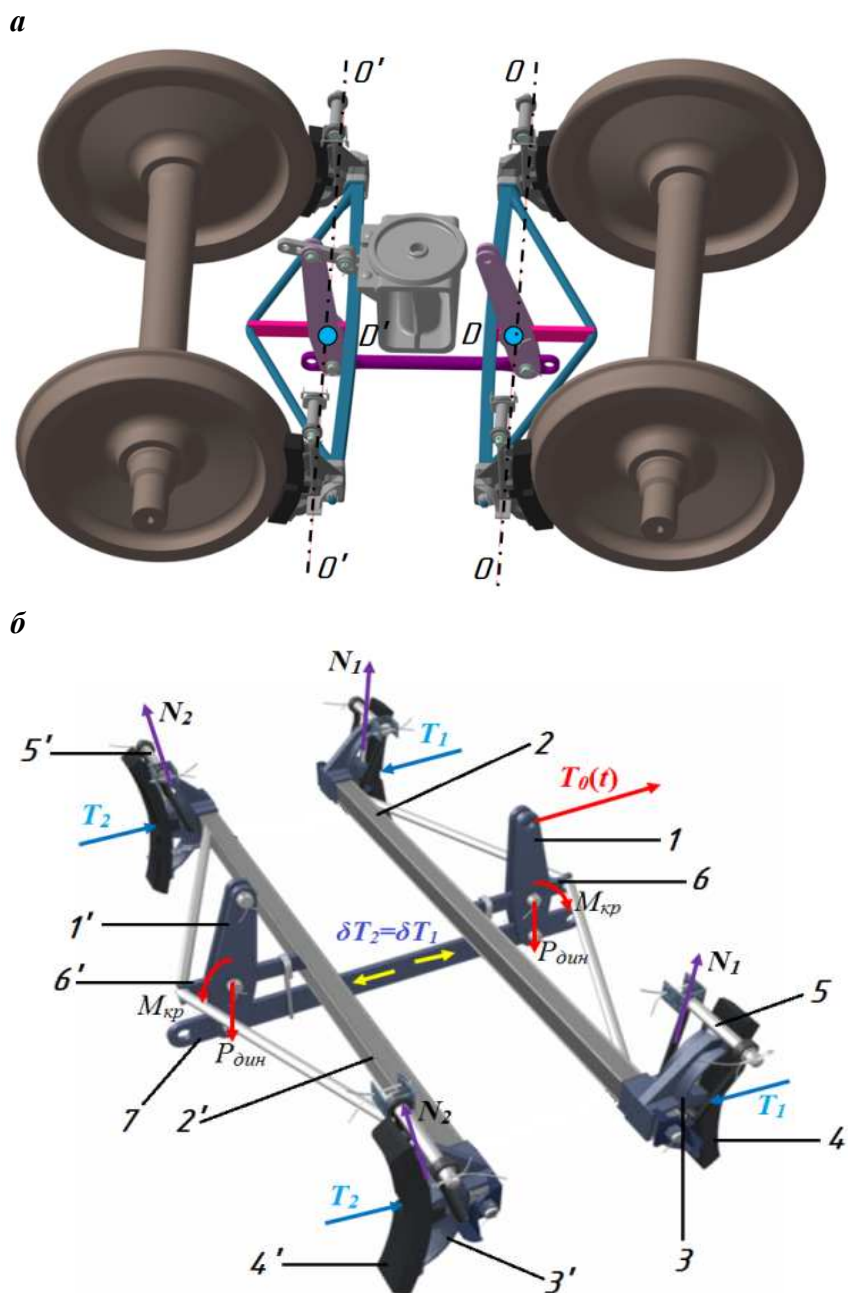


Рис. 2. Загальний вигляд моделі:
а – ГВП з колісними парами візка; б – ГВП вантажного вагона

Одна з частин (припустимо, права) має: підвішений триангель № 1 з ведучим важелем 1, через який зовнішнє зусилля $T_0(t)$ від пневмосистеми гальма передається на триангель № 1. Триангель своїми гальмовими башмаками з колодками натискає на колеса першої колісної пари та гальмує її. Тобто при гальмуванні вертикальні важелі 1 (1') триангелів 2 (2') з парами гальмових башмаків 3 (3') переміщують пари колодок 4 (4'), аж до повного їх контакту з колесами першої і другої колісної пари (рис. 1, б). Окрім того, триангелі № 1 і № 2, які підвішені до рами по обидва боки візка за схемою маятника (кожний поблизу своєї колісної пари) за допомогою стрижневих підвісок 5 (5'), переміщують при гальмуванні до коліс свої гальмові башмаки з колодками, які через валики шарнірно приєднані до жорстких балок. Аналогічні конструктивні рішення для лівої частини ГВП впливають з дзеркального відображення правої.

У праці [7] викладено пропозиції щодо створення нових розпірок триангелів, а в роботах [8, 9] запропоновано спосіб їх поновлення в звичайних умовах деповського ремонту. Завдяки цьому без введення допоміжних пристроїв і особливих змін в конструкції серійних триангелів досягається зменшення впливу вертикальної динаміки візка на шкідливий крутний момент $M_{кр}$, завдяки цьому вирішується проблема сповільнення інтенсивності зносу гальмових колодок в експлуатації [10, 11]. У механічній системі ГВП з модернізованими триангелями здійснює гальмування колісних пар зусиллями T_1 і T_2 переважно за всією робочою площею колодок. А контактні зусилля між гальмовими колодками та колесами колісних пар діють, як належить при гальмуванні. Плоска схема відносно силового навантаження елементів ГВП для теоретичного обґрунтування апробованих у процесі експлуатації конструктивних рішень наведена на рис. 3.

З метою узгодження досліджень за відомими спрощеннями плоских схем ГВП

трьохелементних візків при гальмуванні будемо вважати, що дві сили N_1 з обох сторін підвішування триангеля № 1 однакові та діють, як одна N_1 .

Так само і три (теж однакові) реакції N_2 діють, як одна N_2 в плоскій стрижневій моделі (рис. 3), де додається ще й сила приєднання триангеля № 2 через вертикальний важіль до «мертвої» точки O_3 в середині надресорної балки візка вантажного вагона.

Слід зазначити, що плечі вертикальних важелів ГВП сконструйовано так, що два вертикальних важелі діють таким чином: важіль 1 – зі збільшенням силової дії $T_0(t)$ в i_1 раз; а другий 2 – зі зменшенням сили $\delta T_2 = \delta T_1 = \delta T$ в i_2 раз, згідно із співвідношенням плечей в кожному з них ($i_1 \times i_2 = 1$). Тобто силове натискання гальмових колодок на першу (по ходу руху) колісну пару дорівнює натисканню аналогічних колодок на другу колісну пару:

$$T_1 = T_2, \quad (1)$$

де T_1 і T_2 – середні арифметичні зусилля парної дії колодок на першу й другу колісні пари при гальмуванні.

Вочевидь, що у сенсі горизонтальної динаміки трьохелементного візка раціональним є рішення, коли центри мас D і D' (рис. 2) у першого й у другого триангелів знаходяться на серединах балок триангелів, тобто осей $O-O$ і $O'-O'$, що завдяки симетрії візка (в плані) виконати конструктивно не важко.

З точки зору вертикальної динаміки, «оптимальним» було б рішення, де на фронтальній площині проектування центри тяжіння знаходилися б в точках перетинання проєкцій ліній підвішувань триангелів зі вказаними осями, що реалізувати не просто. Однак, для отримання позитивного ефекту, який ми очікуємо, можна зблизити ці точки перетинання, це було наведено в працях [7–9].

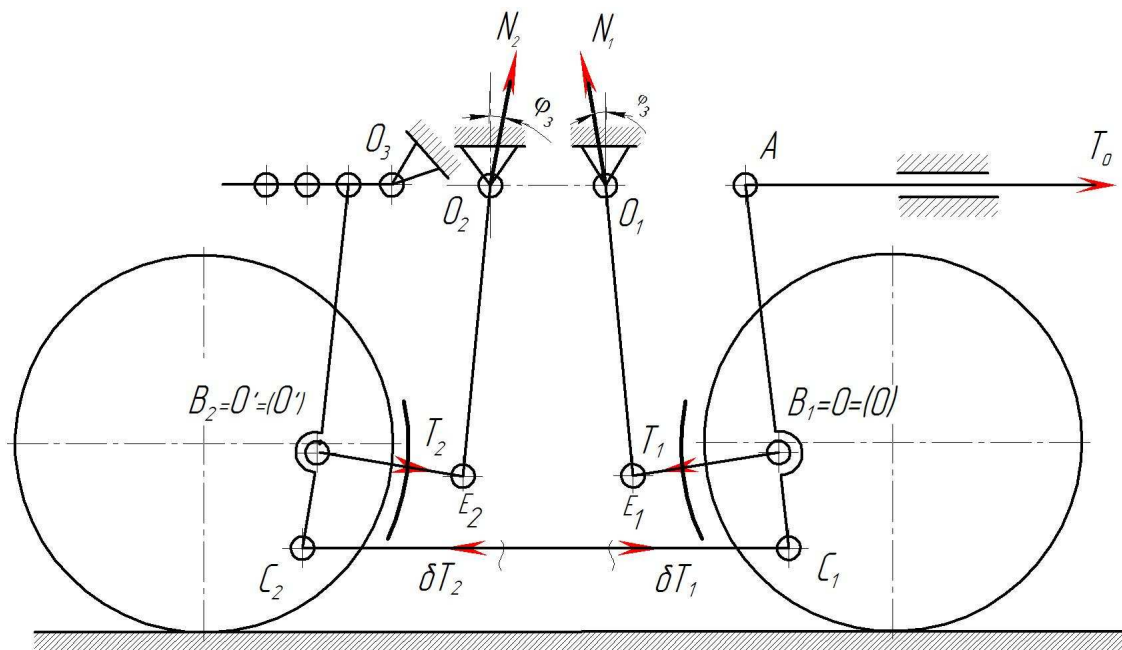


Рис. 3. Плоска схема навантаження елементів безінерційної ГВП візка вантажного вагона

Однак, у працях [7, 8] було отримано теоретичні рішення щодо раціонального розміщення центрів ваги триангелів D і D' на розпірках зі збігом цих точок з крайніми точками осей $O-O$ і $O'-O'$ на площині (рис. 2) для випадків роботи безінерційного й інерційного триангелів. Незважаючи на те, що конструктивні обмеження не дозволяють реалізувати «ідеальні» пропозиції на практиці, їх все ж таки треба враховувати.

Дійсно, з рис. 4, б для правої частини ГВП видно, що вісь $O-O$, яка проходить крізь центр тяжіння D триангеля 1, зв'язана

в точках $O-O$ обома гальмовими башмаками з колодками шарнірно.

Для пошуку раціональних рішень в конструюванні розпірок триангеля з урахуванням інерційності ГВП і вертикальної динаміки трьохелементного візка вантажного вагона узагальнено схеми моделей з цього приводу (рис. 4, в) і розроблена система рівнянь, яка дає змогу визначити невідомі силові фактори взаємодії елементів ГВП шляхом математичного моделювання при гальмуванні. В загальному вигляді для усіх трьох схем (рис. 4) маємо такі рівняння:

$$\sum X = 0; T_0 + \delta T - N_1 \sin \varphi_1 - T_1 \cos \varphi_1 = 0; \quad (2)$$

$$\sum Y = 0; N_1 \cos \varphi_1 - T_1 \sin \varphi_1 - P_{\text{дин}} = 0; \quad (3)$$

$$\sum M_{B_1} = 0; T_0 \cdot l_{B_1 C_1} \cdot \sin \beta - P_{\text{дин}} \cdot l_{B_1 D_1} + \delta T \cdot l_{B_1 C_1} \cdot \sin \beta - M_0 = 0, \quad (4)$$

де M_0 – компенсуючий момент, який утворюється при натисканні колодки на колесо й дорівнює $M_0 = T_0 \cdot l_{AC_1} \cdot \sin \beta$;

$P_{\text{дин}}$ – динамічна сила (за попередніми дослідями приймаємо $P_{\text{дин}} = 1 \text{ кН}$);

$l_{B_1 C_1}$, $l_{D_1 C_1}$, – геометричні параметри елементів ГВП (табл. 1).

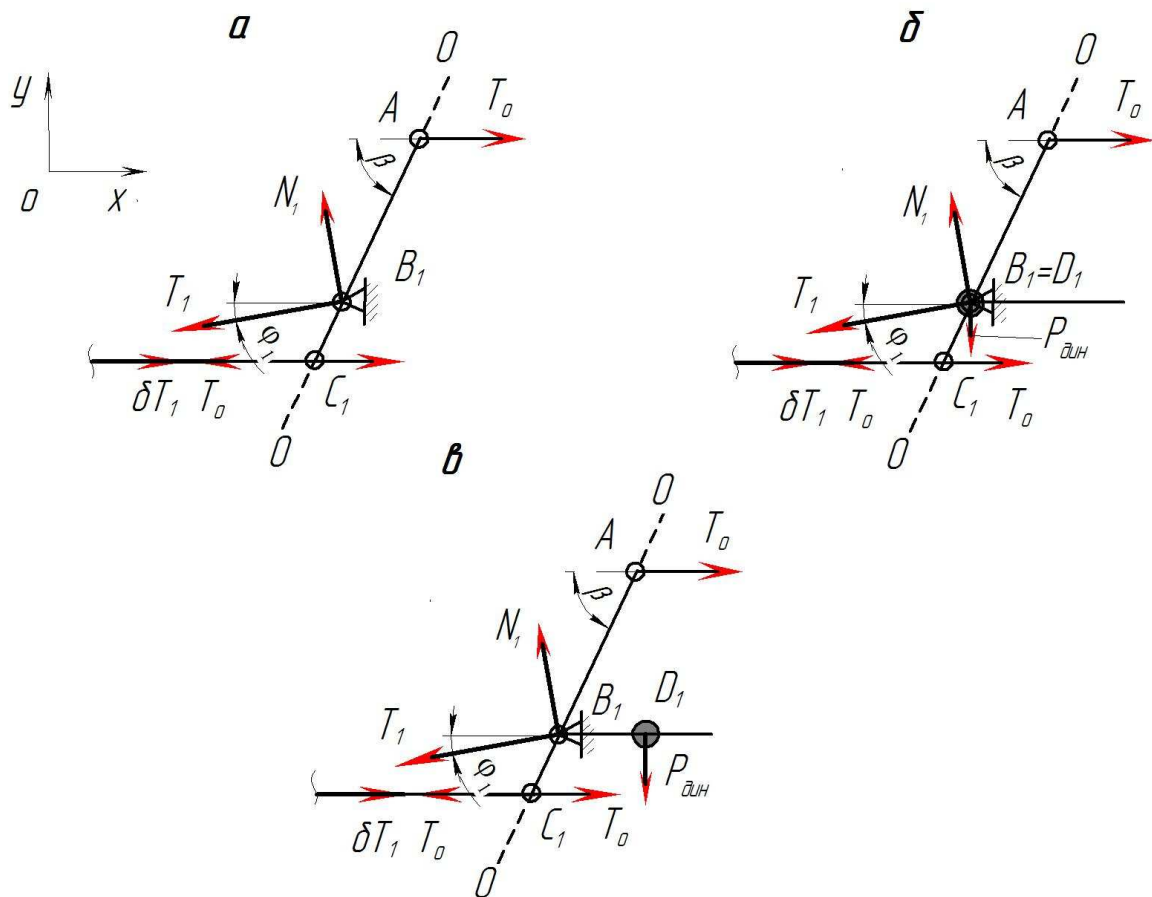


Рис. 4. Схеми розрахункових моделей передачі зовнішнього зусилля $T_0(t)$, що гальмує праву колісну пару: *a* – безінерційна «ідеальна»; *б* – інерційна «ідеальна»; *в* – інерційна зі зміщенням центру ваги триангеля C ; $N_1 (X_1, Z_1)$ і $N_2 (X_2, Z_2)$ – сили в підвісках триангелів (зовнішні); T_1 і T_2 – зовнішні гальмові реакції; $\delta T_2 = -\delta T_1$ – розпірні внутрішні «віртуальні» сили; $P_{дин}$ – динамічна сила, що змушує триангель до нахилу, у результаті чого відбувається притискання колодок верхніми окрайками до коліс

Таблиця 1

Вихідні параметри для виконання розрахунків

Позначення	Значення, мм	Значення, м	Найменування
$l_{B_1C_1}$	160	0.16	Відстань від лінії дії сили δT_1 до т. B_1
$l_{B_1D_1}$	200	0.20	Відстань від лінії дії сили до т. B_1
$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4$	10^0	$\cos \varphi_1 = 0.984$	$\sin \varphi_1 = 0.1736$
$\varphi_5 = \varphi_6$	$3^0 58' = 3.97^0$	$\cos \varphi_5 = 0.997$	Кут нахилу сили δT до осі x
β	$64^0 43' = 64.72^0$	$\cos \beta = 0.427$	$\sin \beta = 0.904$

Примітка. Розглядається план положень елементів ГВП при гальмуванні візка вантажного вагона мод. 18-100, коли усі гальмові колодки притиснені до коліс.

У цьому випадку рівняння (2)–(4) перетворимо в систему (5), яку нескладно

привести до матричного вигляду (6):

$$\begin{cases} T_0 + \delta T - N_1 \sin \varphi_1 - T_1 \cos \varphi_1 = 0 \\ N_1 \cos \varphi_1 - T_1 \sin \varphi_1 - P_{\text{дин}} = 0 \\ T_0 \cdot l_{B_1C_1} \cdot \sin \beta - P_{\text{дин}} l_{B_1D_1} + \delta T \cdot l_{B_1C_1} \cdot \sin \beta - T_0 \cdot l_{AC_1} \cdot \sin \beta = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Вводимо вектор невідомих зусиль $\Delta = (N_1, T_1, \delta T)$, тоді матриця системи

рівнянь буде мати вигляд G , в якій права частина матриці має вигляд вектора-стовпчика R :

$$G = \begin{bmatrix} -\sin \varphi_1 & -\cos \varphi_1 & 1 \\ \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & l_{B_1C_1} \cdot \sin \beta \end{bmatrix}, \quad (6)$$

$$R = \begin{bmatrix} -T_0 \\ P_{\text{дин}} \\ -T_0 \cdot l_{B_1C_1} \cdot \sin \beta + T_0 \cdot l_{AC_1} \cdot \sin \beta + P_{\text{дин}} \cdot l_{B_1D_1} \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Для розв'язання системи рівнянь методом Крамера потрібно знайти визначник матриці $G = \Delta$. Якщо він не дорівнює нулю, тоді система лінійних алгебраїчних рівнянь має єдиний розв'язок.

Зусилля, які потрібно знайти, будуть обчислюватися для кожного моменту часу на плані положень за формулами

$$N_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}, \quad T_1 = \frac{\Delta_2}{\Delta}, \quad \delta T = \frac{\Delta_3}{\Delta}, \quad (8)$$

де $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ – визначники матриць, в яких згідно з індексом стовпчика (1, 2, 3) матриці (6) системи замінено стовпчиком із матриці (7).

Користуючись програмним забезпеченням MathCad, визначено зусилля, які діють у складових елементах ГВП трьохелементних візків вантажних вагонів (табл. 2).

Таблиця 2

Порівняння зусиль, які діють в елементах ГВП

Схема, для якої виконується розрахунок	T_1 , кН	T_2 , кН	N_1 , кН	N_2 , кН
Типова	46,0	46,0	-	-
Безінерційна «ідеальна»	45,53	45,53	8,03	8,03
Інерційна «ідеальна»	40,97	40,97	7,13	7,13
Інерційна зі зміщенням центру ваги триангеля	47,4	47,4	9,38	9,38

За результатами розрахунку встановлено, що з конструктивних міркувань раціонально перенести технологічний отвір розпірки триангеля, що здійснюється технічно доступним й економічно доцільним способом в умовах вагоноремонтного підприємства й не потребує значних капітальних вкладень.

Завдяки отриманим результатам запропоновано виконати експериментальну серію модернізованих розпірок триангелів гальмових важільних передач в умовах вагоноремонтного підприємства. Для проведення розширених дослідних випробовувань на мережі АТ «Укрзалізниця» запропоновано модернізовані триангелі встановити на трьохелементні візки вантажних вагонів.

Висновки. Визначено, що робота одного триангеля гальмової важільної передачі відрізняється від іншого з силової точки зору, тому що вони мають різне конструктивне підвищення до деталей трьохелементного візка вантажного вагона.

Розроблено квазідинамічні моделі сучасних гальмових важільних передач візків вантажних вагонів, які допускають інтерпретації їх роботи у вигляді плоских безінерційних й інерційних кінематичних схем.

Виконано розрахунки силових факторів, що діють на елементи важільних передач при гальмуванні візка для різних схем їх роботи. Ці результати вказують на існуючі недоліки при розрахунках навантаження елементів гальмових важільних передач і дозволяють уточнити їх дійсні значення. Після порівняння їх розрахункових результатів доведено, що найбільш практичним рішенням щодо зменшення шкідливого крутного моменту з урахованими експлуатаційними умовами роботи вантажного вагона, а також при наїзді візків на нерівності рейкової колії типу «стик рейок» є зміна в конструкції розпірки триангеля.

Запропоновано заходи, які дозволять знешкодити дію шкідливого крутного моменту, що порушує врівноваженість триангеля гальмової важільної передачі у механічній гальмовій системі візків вантажних вагонів шляхом збалансування триангеля в осях підвищення з встановленням його положення під час попущених гальм так, що колодки рівномірно відведені на встановлену відстань й не спираються своїми окрайками в поверхні кочення коліс.

Список використаних джерел

1. Нечволода С. І., Романюха М. О., Нечволода К. С. Проблеми нерівномірного зносу гальмівних колодок у вантажних вагонах. *Зб. наук. праць*. Харків: УкрДАЗТ, 2007. Вип. 86. С. 50–56.
2. Пути совершенствования конструкции тележки грузового вагона / А. А. Босов, С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. В. Клименко. *Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна*. Днепропетровск, 2009. С. 27–32.
3. Устройство по равномерному износу тормозных колодок 1180.000. Технические условия. ТУ 32 ЦВ 1351-80. Москва, 1974. 6 с.
4. Радзиховский А. А., Омеляненко И. А., Тимошина Л. А. Устройство отвода тормозных колодок. *Вагонный парк*. 2009. № 11/12. С. 18–21.
5. Тележки ЗК1 полувагонов, построенных в КНР / Е. П. Блохин, К. Т. Алпысбаев, В. Я. Панасенко [и др.]. *Вагонный парк*. 2012. № 9 (66). С. 12–14.
6. Ловська А. О. Дослідження динамічної навантаженості вагона-платформи з контейнерами при перевезенні на залізничному поромі. *Залізничний транспорт України*. 2017. № 2. С. 16–20.

7. Підсилюючий пристрій до паралельного відведення колодок від коліс у гальмівній системі візків вантажних вагонів: пат. 121889 Україна, МПК51 В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00. № 121889 / Равлюк В. Г., Нечволода С. І.; заявник та патентовласник Укр. держ. акад. залізн. трансп.; заявл. 24.04.17 ; опубл. 26.12.17, Бюл. № 24. 12 с.
8. Равлюк В. Г. Дефініція особливостей дуального зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків: УкрДУЗТ, 2019. Вип. 183. С. 46–59. doi.: 10.18664/1994-7852.183.2019.169643
9. Спосіб і пристрій для підвищення довговічності та надійності механічної частини гальмівної системи вантажних вагонів: пат. 118624 Україна, МПК В61Н 15/00, В61Н 13/36 (2006.01), В61Н 13/22 (2006.01); № 118624 / Равлюк В. Г., Нечволода С. І.; заявник та патентовласник Равлюк В. Г., Нечволода С. І. заявл. 19.07.17; опубл. 11.02.19, Бюл. № 3. 15 с.
10. Равлюк В. Г. Спрощений кінетостатичний аналіз гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Зб. наук. пр. Держ. ун-ту інфраструктури та технологій. Серія: Транспортні системи і технології.* Київ: 2018. Вип. 32 (1). С. 55–70.
11. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів. *Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна.* Дніпро, 2019. Вип. 2 (80). С. 111–126. doi: 10.15802 / stp2019 / 166114.
12. Bureika G. & Mikaliunas S. Research on the compatibility of the calculation methods of rolling-stock brakes. *Transport.* Vol. 23. Issue 4. 2008. P. 351–355.
13. Liudvinavicius L. & Lingaitis L. P. Electrodinamic braking in high-speed rail transport. *Transport.* Vol. 22. Issue 3. 2007. P. 178–186.
14. Vernersson T. Temperatures at railway tread braking. Part 1: Modeling, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F. *Journal of Rail and Rapid Transit.* Vol. 221. Issue 2. 2007. P. 167–182.
15. Vernersson T. Temperatures at railway tread braking. Part 2: Calibration and numerical examples. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F. *Journal of Rail and Rapid Transit.* Vol. 221. Issue 4. 2007. P. 429–441.
16. Teimourimanesh S., Vernersson T., Lunden R., Blennow F., Meinel M. Tread braking of railway wheels – temperatures generated by a metro train. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F. *Journal of Rail and Rapid Transit.* Vol. 228. Issue 2. 2014. P. 210–221.
17. Teimourimanesh S., Vernersson T., Lunden R. Modelling of temperatures during railway tread braking: Influence of contact conditions and rail cooling effect. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F. *Journal of Rail and Rapid Transit.* Vol. 228. Issue 1. 2014. P. 93–109.
18. Sharma R. C. Recent advances in railway vehicle dynamics. *Int. J. Vehicle Structures & Systems.* Vol. 4. Issue 2. 2012. P. 52–63.
19. Sharma R. C. Ride analysis of an Indian railway coach using Lagrangian dynamics. *Int. J. Vehicle Structures & Systems.* Vol. 3. Issue 4. 2011. P. 219–224.
20. Sharma R.C. Modeling and simulations of railway vehicle system. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research.* Vol. 1. Issue 1. 2014. P. 55–66.
21. Sharma R. C. Sensitivity Analysis of ride behaviour of Indian railway Rajdhani coach using Lagrangian Dynamics. *Int. J. Vehicle tructures & Systems.* Vol. 5. Issue 3-4. 2013. P. 84–89.
22. Sharma R. C. Parametric analysis of rail vehicle parameters influencing ride behavior. *International Journal of Engineering Science and Technology.* Vol. 3. No. 8. 2011. P. 54–65.
23. Sharma R. C. Stability and eigenvalue analysis of an Indian railway general sleeper coach using Lagrangian dynamics. *Int. J. Vehicle Structures & Systems.* Vol. 5. Issue 1. 2013. P. 9–14.

24. Sharma R. C., Dhingra M., Pathak R. K., Kumar M. Magnetically Levitated Vehicles Suspension, propulsion and guidance. *International Journal of Engineering Research & Technology*. Vol. 3. Issue 11. 2014. P. 5–8.

25. Sharma R. C., Dhingra M., Pathak R. K., Kumar M. Air cushion vehicles: Configuration, resistance and control. *Journal of Science*. Vol. 4. Issue 11. 2014. P. 667–673.

26. 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.

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

Равлюк Микола Григорович, старший викладач кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: ravmg@ukr.net.

Гребенюк Віталій Анатолійович, старший викладач кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-35. E-mail: grebenyk_ukrdazt@ukr.net.

Ткачук Марія Русланівна, магістр кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту. E-mail: mariatkachuk2@gmail.com.

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.

Ravliuk Mykola Senior lecturer, Department of Wagons, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-35. E-mail: ravmg@ukr.net.

Hrebeniuk Vitalii Senior lecturer, Department of Wagons, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-35. E-mail: grebenyk_ukrdazt@ukr.net.

Tkachuk Mariia, master, Ukrainian State University of Railway Transport. E-mail: mariatkachuk2@gmail.com.

Статтю прийнято 22.10.2019 р.