

УДК 629.4.077-592

ДО ПИТАННЯ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГАЛЬМІВНОЇ ВАЖІЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ВАГОНА-ХОПЕРА

Волошин Д.І., Афанасенко І.М., Дерев'янчук Я.В.

THE QUESTION OF THE HOPPER-CAR MECHANICAL BRAKE ELEMENTS IMPROVING

Voloshin D., Afanasenko I., Derevianchuk Ya.

У статті проаналізовано технічні та конструктивні недоліки існуючої конструкції гальмівної важільної передачі вагона-хопера. Розраховані основні зусилля, що діють на важелі при використанні різних типів гальмівних колодок. Проведено оцінку їх напружено-деформованого стану. Запропоновано варіант оптимізації конструкції важелів за допомогою програмного комплексу Solid Edge Siemens PLM Software. Зроблено висновок, що удосконалення конструкції елементів гальмівної важільної передачі вагона-хопера дозволить зменшити їх масу, розміри та вартість.

Ключові слова: гальмівна важільна передача, вагон-хопер, гальмові колодки, міцність, оптимізація.

Вступ. Гальма є одним з основних вузлів, що забезпечують безпеку руху на залізничному рухомому складі. Вони мають надійно працювати в різних експлуатаційних умовах та забезпечувати

необхідні режими гальмування при стоянці та русі поїзда.

Гальмова важільна передача (ГВП) вагонів утворює систему важелів, тяг, затяжок, триангелей, що рівномірно передають навантаження на фрикційні елементи гальма від штока гальмівного циліндра або привода ручного гальма. Удосконалення гальмівної важільної передачі дозволяє спростити її конструкцію, технічне обслуговування та ремонт, зменшить вагу і вартість її елементів, а також покращити безпеку руху.

Постановка проблеми. Вантажні вагони-хопери мають несиметричну гальмівну важільну передачу ГВП з одностороннім натисненням колодок. Позитивними якостями таких систем у порівнянні з системами двостороннього натиснення колодок є менша маса і простіша будова. Схема ГВП вантажного вагона-хопера для цементу, зерна, мінеральних добрив зображена на рис. 1.

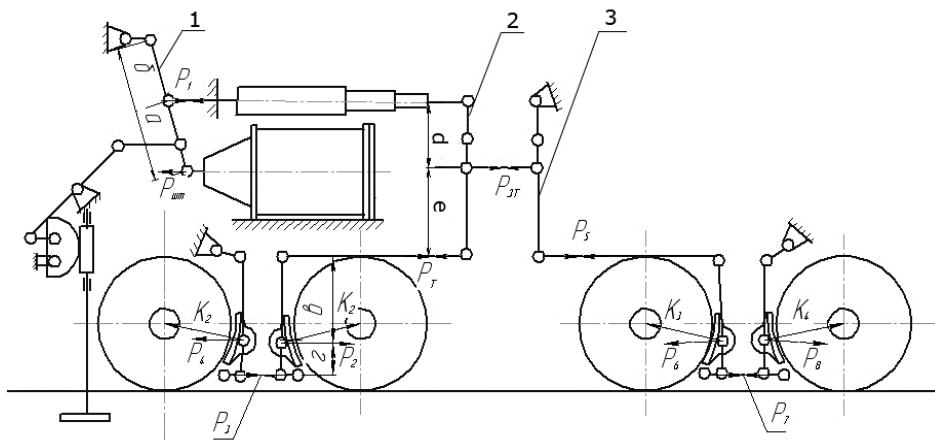


Рис. 1. Схема гальмівної важільної передачі вагонів-хоперів (для цементу, зерна, мінеральних добрив)

1 – перший важіль; 2, 3 – проміжні важелі; P_{um} – сила від штока гальмівного циліндра;

P_1 – сила на авторегуляторі; P_m – сила на затяжці; P_n – сила від тяги до вертикальних важелів

На рухомому складі найбільш розповсюджені чавунні та композиційні гальмівні колодки.

Більшість пасажирських вагонів обладнана чавунними колодками. На вантажних вагонах-хоперах застосовують композиційні гальмівні колодки. Вони є більш зносостійкими, що спрощує технічне обслуговування ГВП.

Вертикальні важелі мають отвори, які дозволяють змінювати передаточне число ГВП. При використанні чавунних гальмівних колодок гальмівна важільна передача має більш високе передаточне число. Її елементи передають більші сили та мають більші габарити, масу та вартість. Додаткові отвори, для перемикання передаточного числа, послаблюють важелі та створюють можливість помилкового встановлення завищеного передаточного числа для композиційних колодок. Збільшене зусилля притискання композиційних гальмівних колодок призводить до пошкодження поверхні кочення коліс та їх заклинювання. Дефекти на поверхні кочення коліс руйнують як колесо, так і рейкову колію, що загрожує безпеці руху.

Запропоноване удосконалення важелів ГВП під композиційні колодки для вагонів-хоперів дозволить полегшити вагу, спростити їх конструкцію, технічне обслуговування і ремонт, зменшити вартість і покращити показники безпеки руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Удосконаленню гальмівного обладнання присвячені праці П. С. Анісімова [1], В. Р. Асадченко [2], Д. В. Дмитрієва [3], А. М. Бабаєва, Е. І. Галая, Е. Е. Галая [4] та інших науковців. Займалися дослідженням роботи композиційних гальмівних колодок та сприяли їх широкому впровадженню В. Г. Іноземцев, В. М. Казаринов, В. Ф. Ясенцев, Л. О. Вуколов [5, 7]. Питання удосконалення та оптимізації елементів рухомого складу розглядаються в працях О. В. Фоміна [15], М. Б. Кельріха та інших.

Мета статті. Проаналізувати технічні і конструкційні недоліки гальмової важільної передачі вагонів-хоперів. Розглянути сили, що діють на важелі, та оптимізувати їх для роботи з сучасними композиційними колодками.

Результати досліджень. Для обґрунтованого дослідження доцільності удосконалення ГВП авторами проведена оцінка зусиль, що діють у конструкції важільної передачі вагона-хопера при різних типах гальмівних колодок. Розраховані на міцність за допомогою скінчено-елементного методу (СЕМ) найбільш вагомі елементи передачі. Використовуючи можливості програмного комплексу реалізований приклад оптимізації форми елементів ГВП.

Максимальні зусилля, що діють на штоці гальмівного циліндра при i -тому типі гальмівних колодок можна визначити згідно [9] за відомою формулою

$$P_{um}^i = p^i \frac{\pi d^2}{4}, \tag{1}$$

де p^i – тиск у гальмівному циліндрі при i – тому типі гальмівних колодок, МПа, згідно [6] допустима величина тиску при композиційних колодках $p^k = 340 \text{ кПа}$, для чавунних колодок $p^v = 450 \text{ кПа}$.

d – діаметр штоку гальмівного циліндра, м, для вагонів-хоперів $d = 0,356 \text{ м}$.

Зусилля P_1 (рис. 1), що діє на важелі 1, вздовж осі авторегулятора ГВП, при різних типах гальмівних колодок визначається як

$$P_1 = P_{um}^i \frac{a+b}{b}, \tag{2}$$

де $a^{k,v}$, $b^{k,v}$ – розміри плеч горизонтального важеля при i -тому типі колодки, м. При типовій конструкції важеля [6] $a^{k,v} = 0,29 \text{ м}$, $b^{k,v} = 0,37 \text{ м}$.

Відповідно, зусилля P_{zm} на важелях 2 та 3 розраховується за наступною формулою

$$P_{zm}^i = P_1 \frac{d^i + e^i}{e^i}, \tag{3}$$

тут d^i , e^i – розміри плеч нахиленого важеля при i – тому типі колодки, м. Згідно [6] $d^k = 0,125 \text{ м}$, $e^k = 0,55 \text{ м}$, $d^v = 0,195 \text{ м}$, $e^v = 0,48 \text{ м}$.

У зв'язку з тим, що кожен важіль 1–3 складається з двох частин, зусилля яке припадає на одну частину важеля дорівнює половині, відповідно, P_1, P_{zm} .

Результати розрахунку за формулами (1-3) зведені до таблиці 1 у залежності від типу гальмівних колодок, також наведена різниця цих зусиль.

Таблиця 1
Зусилля, що діють у гальмівній важільній передачі вагона-хопера при чавунних та композиційних гальмівних колодках, кН

Параметр	Тип колодок ГВП		Різниця зусиль, %
	Чавунні	Композиційні	
Зусилля на штоці гальмівного циліндра, P_{um}^i	44,792	33,843	24
Зусилля P_1^i	79,899	60,369	32
Зусилля на затяжці проміжних важелів, P_z^i	112,358	74,089	52

Згідно [9] для важелів ГВП переважною деформацією є — деформація згинання, так, умова міцності для такого важеля буде мати вигляд:

$$[\sigma_3] \geq \frac{M_3}{W}, \quad (4)$$

де $[\sigma_3]$ - допустиме напруження, що виникає у важелі при згині, МПа;

M_3 - максимальний згинальний момент, кНм;

W - момент опору в найбільш напруженому перерізі, м³.

Найбільш напруженим є переріз де важіль з'єднується з затяжкою, тоді, для важеля 1 максимальний згинальний момент, можна визначити, як $M_3^i = 0,5P_{шт}^i \cdot a$, відповідно, для важелів 2-3 $M_3^i = 0,5P_1^i \cdot d^i$.

Момент опору найбільш напруженого перерізу, що має прямокутну форму, з отвором, висотою $d_{отвору}$ під втулку та валик дорівнює

$$W = \frac{t(h^3 - d_{отвору}^3)}{6h}, \quad (5)$$

тут t - товщина важеля, м;

h - висота важеля, м.

З формул (4-5) отримаємо допустиму висоту важеля у вигляді кубічного рівняння

$$h^3 - \frac{6M_3}{t[\sigma_3]}h = d_{отвору}^3. \quad (6)$$

Розв'язуючи рівняння (6) отримаємо допустимі значення максимальної ширини важелів при певних типах колодок, при цьому вважаємо товщину важеля стандартною $t = 0,014$ м, діаметр отвору $d_{отвору} = 0,045$ м, допустиме напруження для сталі Ст.3 дорівнює $[\sigma] = 0,95\sigma_T$ [11] $[\sigma] = 190$ МПа, результати розрахунку зводимо до таблиці 2.

Таблиця 2

Значення допустимої ширини важеля при деформації згинання для різних типів гальмових колодок у найбільш напруженому перерізі важеля, м

Важіль	Тип колодок ГВП		Різниця ширини, %
	Чавунні	Композиційні	
1	0,124	0,11	11
2-3	0,136	0,1	26

За формулою (6) можна побудувати допустимий профіль робочої частини важеля (та, що випробовує деформацію згину) по довжині, він буде мати форму зображену на рис. 2–3, відповідно для важеля 1 та важелів 2-3. Необхідно зазначити, що, при розрахунку аналітичним методом не враховувалась наявність крайніх провущин, розрахунок виконувався для середньої частини важеля.

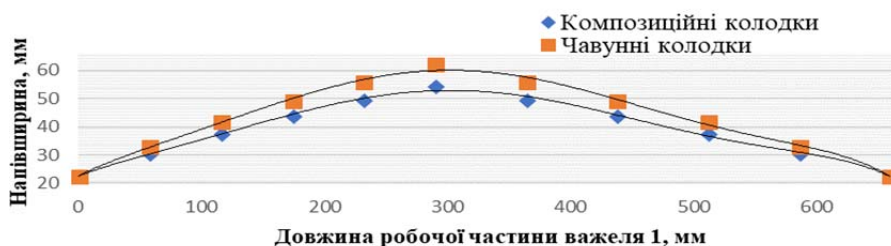


Рис. 2. Розподіл допустимої напівширини важеля 1 по довжині робочої частини

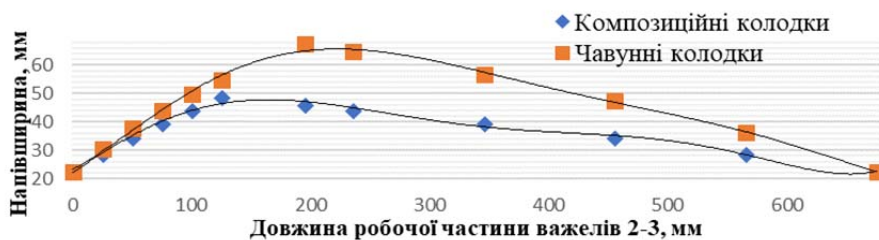


Рис. 3. Розподіл допустимої напівширини важелів 2-3 по довжині робочої частини

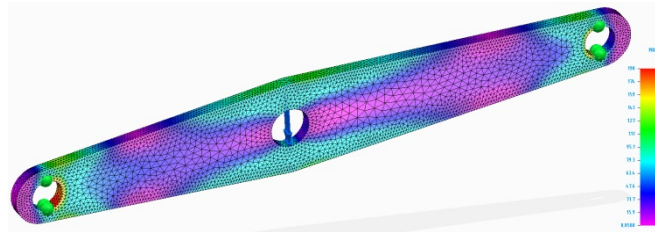


Рис. 4. Напружений стан важеля 1 при дії зусилля на середній отвір

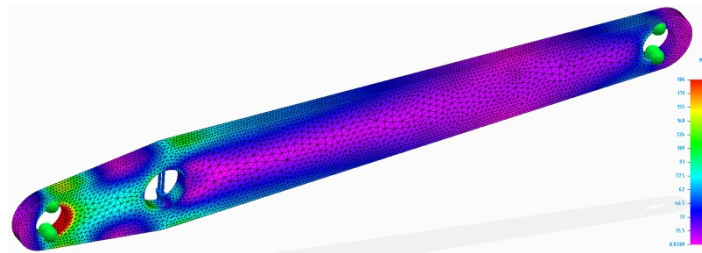


Рис. 5. Напружений стан важеля 2-3 при дії зусилля на середній отвір

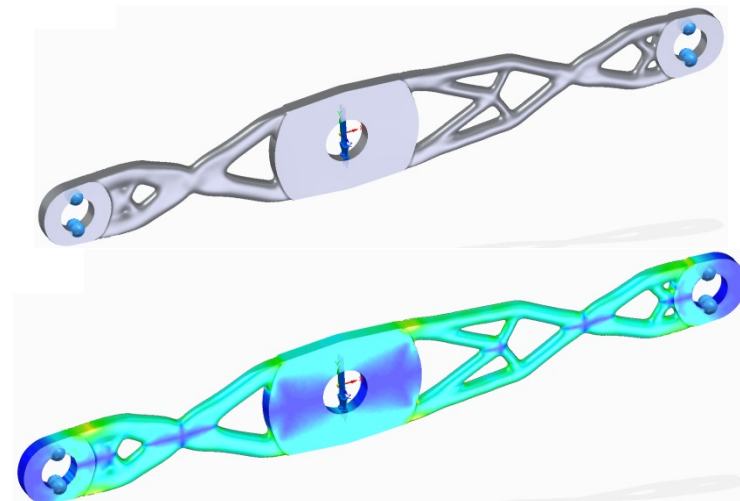


Рис. 6. Результат оптимізації важеля 1 ГВП вагона-хопера в програмного комплексі Solid Edge ST10 з розподілом напружень

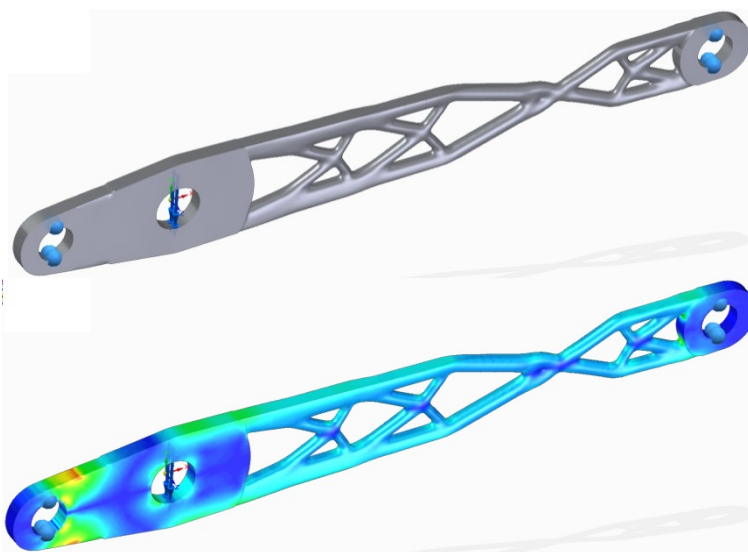


Рис. 7. Результат оптимізації важелів 2-3 ГВП вагона-хопера в програмного комплексі Solid Edge ST10 з розподілом напружень

При спеціалізації важелів на композиційні колодки отримуємо значне зменшення маси важеля близько 15,3%. Для перевірки на міцність спеціалізованих важелів використовувався програмний комплекс Solid Edge ST10 Siemens PLM Software. В якості скінченних елементів застосовувались елементи тетрадральної форми (важіль 1 – 57 039 елементів, 91 583 вузлів, мінімальний розмір елемента – 3,19 мм, 2-3 – 56 736 елементів, 91 097 вузлів, мінімальний розмір – 3,24 мм). Матеріал – сталь Ст3, прийнято допущення про ізотропність матеріалу важелів та однорідність. В якості зусиль використовувались зусилля (табл. 1), що рівномірно розподілені по вушку зони контакту з валиком. Граничні умови – шарнірне закріплення в крайніх отворах під валики ГВП. Результати розрахунку наведені на рис. 4-5. При розрахунках максимальні напруження не перевищують допустимі та є місцевими в зоні контакту з валиками з'єднання ГВП.

Виготовляються важелі ГВП переважно штампуванням з листового прокату. Використання сучасних технологій розкрою сталевих прокату (плазмова і лазерна різка та інші) дозволить виготовляти елементи більш складної та раціональної конфігурації. Ця обставина обумовлює можливість зміни форми елементів важільної передачі та раціонального розкрою прокатного листа при виготовленні.

Користуючись новим функціоналом програмного комплексу Solid Edge ST10 авторами здійснено один з варіантів оптимізації конфігурації важелів при забезпеченні умови міцності з запасом міцності 1,1 та зменшенням маси на 35%, при побудові зони провусин під валики вважались не змінними для запобігання деформацій змінання. Приклади побудови генеративного дизайну важелів 1–3 наведені на рис. 6–7.

Для порівняння результатів зводимо їх до таблиці 3.

Таблиця 3

Маса важелів ГВП вагона-хопера для різних типів гальмових колодок та їх різниці, кг

Важіль	Тип важеля					Різниця між існуючою конструкцією та спеціалізованою, оптимізованою %
	Існуюча конструкція	Спеціалізовані на композиційні колодки	Різниця, %	Оптимізовані та спеціалізовані на композиційні колодки	Різниця, %	
1	6,93	6,23	10,1	3,19	35	54
2-3	7,36	6,05	17,8	3,93	35	46,6
Разом на вагон	43,3	36,66	15,3	22,1	39,7	49

Таким чином, спеціалізація важелів ГВП вагона-хопера під композиційні колодки дозволить зменшити їх масу на 15,3%, а з можливою оптимізацією на 49%, що дозволить зменшити масу тари та коефіцієнти тари вагона в цілому.

Висновок. Було проаналізовано недоліки існуючої конструкції ГВП вагона-хопера. Розглянуті зусилля що діють на важелі, та запропоновано варіант оптимізації конструкції важелів за допомогою програмного комплексу Solid Edge Siemens PLM Software. Удосконалення конструкції важелів ГВП вагона-хопера дозволить зменшити їх масу, геометричні розміри, вартість та виключити можливість помилкового збирання важільної передачі, що покращить безпеку руху.

Л і т е р а т у р а

1. Анисимов П. С. Расчет и проектирование механической и пневматической частей тормозов вагонов: учеб. пособие / П. С. Анисимов, В. А. Юдин, А. Н. Шамаков, С. Н. Коржин ; под. общ. ред. П. С. Анисимова. – М. : Маршрут, 2005. – 248 с.
2. Асадченко В. Р. Расчет пневматических тормозов железнодорожного подвижного состава: учеб. пособие / В. Р. Асадченко. – М. : Маршрут, 2004. – 120 с.
3. Бабаев А. М. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навч. посіб. / А. М. Бабаєв, Д. В. Дмитрієв. – К. : ДЕДУТ, 2007. – 176 с.
4. Галай Э. И. Тормозные системы железнодорожного транспорта. Конструкция тормозного оборудования: учеб. пособие / Э. И. Галай, Е. Э. Галай ; М-во образование Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2010. – 315 с.
5. Иноземцев В. Г. Автоматические тормоза / В. Г. Иноземцев, В. М. Казаринов, В. Ф. Ясенцев. - М. Транспорт, 1981. – 464 с.
6. Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів: ЦВ-ЦЛ-0013 : – Затв. нак. Укрзалізниця №22-ЦЗ від 25.01.05. – вид. офіц. – К.: ТОВ Видавничий дім «САМ», 2005. – 160 с.
7. Вуколов Л. А. Фрикционные характеристики тормозных колодок из композиционных материалов без асбеста : // Тр. ВНИИЖТ / - 1987. - С. 27...33.
8. Киселев С. И. Температурные поля, деформации и напряжения в цельнокатанных вагонных колесах при различных режимах торможения: С.И. Киселев, В.Г. Иноземцев, С.Ю. Петров, А.С. Киселев // Вестн. ВНИИЖТ. - 1994. - №7. - С. 13... 17.
9. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм / – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 356 с.
10. Фомін О. В. Оптимізаційне проектування елементів кузовів залізничних напіввагонів та організація їх виробництва: Монографія / О.В. Фомін. – Донецьк: ДонІЗТ УкрДАЗТ, 2013. – 251 с.
11. Конструирование и расчет вагонов/ Под ред. проф. Лукина В.В. / -М.: УМК МПС России, 2000. — 731с.

References

1. Anisimov P. S. Raschet i proektirovanie mexanicheskoy i pnevmaticheskoy chastej tormozov vagonov: ucheb. posobie [Calculation and design mechanical and

- pneumatic parts of the brakes wagons]/ P. S. Anisimov, V. A. Yudin, A. N. Shamakov, S. N. Korzhin ; pod. obshh. red. P. S. Anisimova. –M. : Marshrut, 2005. – 248 s.
2. Asadchenko V. R. Raschet pnevmaticheskix tormozov zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava: ucheb. posobie [Calculation pneumatic brakes of railway rolling stock]/ V. R. Asadchenko. –M. : Marshrut, 2004. –120 s.
 3. Babaev A. M. Princip dii, rozrachunki ta osnovi ekspluatacii galm ruxomogo skladu zaliznic: navch. posib. [The principle of operation, calculations and bases operating brake, for rail transport]/ A. M. Babaev, D. V. Dmitriev. – K. : DETUT, 2007. – 176 s.
 4. Galay E. I. Tormoznyie sistemyi zheleznodorozhnogo transporta. Konstruktsiya tormoznogo oborudovaniya: ucheb. posobie / E. I. Galay, E. E. Galay ; M-vo obrazovanie Resp. Belarus, Belarus. gos. un-t transp. – Gomel : BelGUT, 2010. – 315 s.
 5. Inozemcev V. G. Avtomaticheskie tormoza [Automatic brakes]/ V.G. Inozemcev, V.M. Kazarinov, V. F. Yasencev. - M. Transport, 1981. – 464 s.
 6. Instrukciya z remontu galmivnogo obladnannya vagoniv: CV-CL-0013 [Manual braking equipment repair cars]: – Zatv. nak. Ukrzaliznici №22-CZ vid 25.01.05. – vid. ofic. – K.: TOV Vidavnychij dim «SAM», 2005. – 160 s.
 7. Vukolov L. A. Frikcionnye karakteristiki tormoznykh kolodok iz kompozicionnykh materialov bez asbesta: [Friction characteristics brake shoes made of composite materials without asbestos]// Tr. VNIIZhT / - 1987. - S. 27...33.
 8. Kiselev S. I. Temperaturnye polya, deformacii i napryazheniya v celnokatannykh vagonnykh kolesax pri razlichnykh rezhimakh tormozheniya [Temperature fields, deformations and stresses in solid-rolled car wheels under different braking regimes]: S.I. Kiselev, V.G. Inozemcev, S.Yu. Petrov, A.C. Kiselev // Vestn. VNIIZhT. - 1994. - №7. - S. 13... 17.
 9. Normy rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh) s izmeneniyami i dopolneniyami [Norms calculating and designing railways carriages IPS gage railway 1520 mm (nesamohodnyh) s Changes and additions]./ – M.: GosNIIV-VNIIZhT, 1996. – 356 s.
 10. Fomin O. V. Optimizacijne proektuvannya elementiv kuzoviv zaliznichnix napivvagoniv ta organizaciya ix virobnictva [Optimization design elements ry gondola bodies and organization of production]: Monografiya / O.V. Fomin. – Doneck: DonIZT UkrDAZT, 2013. – 251 s.
 11. Konstruirovaniye i raschet vagonov [Construction and calculation cars]/ Pod red. prof. Lukina V.V. / -M.: UMK MPS Rossii, 2000. — 731 s.

Волошин Д.И., Афанасенко И.Н., Деревянчук Я.В. К вопросу усовершенствования конструкции тормозной рычажной передачи вагона-хоппера.

В статье проанализированы технические и конструкционные недостатки существующей конструкции тормозной рычажной передачи вагона-хоппера. Рассчитаны основные усилия, которые действуют на рычаги при использовании разных видов тормозных колодок. Проведено оценку их напряженно-деформированного состояния. Предложены варианты оптимизации конструкции рычагов при помощи программного комплекса Solid Edge Siemens PLM Software. Сделаны выводы, что усовершенствованная конструкция элементов тормозной рычажной передачи вагона-хоппера позволит уменьшить их массу, размеры и стоимость.

Ключевые слова: тормозная рычажная передача, вагон-хоппер, тормозные колодки, прочность, оптимизация.

Voloshin D., Afanasenko I., Derevianchuk Ya. The question of the hopper-car mechanical brake elements improving.

The article analyses the technical and structural disadvantages the existing design brake linkage of the hopper-car. The main efforts are calculated that act on the levers when using different types of brake pads. Their stress-strain state was estimated. Options for optimizing design of the levers are proposed using the Solid Edge Siemens PLM Software. It is concluded that the improved design of the brake linkage elements of the hopper-car will reduce their weight, size and price.

Keywords: brake linkage, hopper-car, brake pads, strength, optimization.

Волошин Д.И. – к.т.н., доцент кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: voloshin@kart.edu.ua

Афанасенко І.М. – старший викладач кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: afanasenkoigor@kart.edu.ua

Дерев'янчук Я.В. – старший викладач кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту, e-mail: derevianchuk@kart.edu.ua

Рецензент: д.т.н., проф. **Марченко Д.М.**

Стаття подана 15.04.2018.