

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

УДК 625.032:656.082:343.148

Я. В. БОЛЖЕЛАРСЬКИЙ^{1*}, Ю. Г. СОБОЛЕВСЬКА^{2*}, С. С. ДОВГАНЮК^{3*}, А. В. БАТІГ^{4*}

^{1*}Каф. «Локомотиви», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 776 59 47, ел. пошта jarik762145@gmail.com, ORCID 0000-0002-4787-1781

^{2*}Каф. «Фундаментальні дисципліни», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (Львівська філія), вул. І. Блажкевича, 12-а, Львів, Україна, 79052, тел. +38 (032) 267 99 74, ел. пошта sobolevskyu@gmail.com, ORCID 0000-0002-8087-2014

^{3*}Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна (Львівська філія), вул. І. Блажкевича, 12-а, Львів, Україна, 79052, тел. +38 (032) 267 99 74, ел. пошта dovgyanyuk@ukr.net, ORCID 0000-0003-1320-3192

^{4*}Лаб. «Залізнично-транспортні дослідження», Львівський науково-дослідний інститут судових експертиз, вул. Липинського, 54, Львів, Україна, 79024, тел. +38 (032) 232 70 61, ел. пошта lndise@mail.lviv.ua, ORCID 0000-0003-1205-6004

ВИЗНАЧЕННЯ ПОГЛИНАННЯ ЕНЕРГІЇ ГАСИТЕЛЕМ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА В АВАРІЙНОМУ РЕЖИМІ РУХУ

Мета. Незважаючи на заходи з підвищення безпеки руху поїздів, на залізницях України та світу трапляються сходи рухомого складу з рейок. У випадках заподіяння значних матеріальних збитків та людських жертв правоохоронними органами відкриваються кримінальні провадження, у рамках яких призначаються судові залізнично-транспортні експертизи. Під час проведення вказаних експертиз та службового розслідування залізнично-транспортних пригод, що їм передують, виникає потреба у розв'язанні диференціального рівняння руху поїзда. Складовою вказаного рівняння є величина питомого опору руху. В умовах залізнично-транспортних пригод виникають фактори, які сприяють виникненню додаткового опору руху, а методика його розрахунку на даний час знаходиться у стадії розробки. Відсутність науково-обґрунтованої методики його розрахунку у багатьох випадках унеможливує побудову механізму залізнично-транспортної пригоди і встановлення можливості її запобігання. Робота спрямована на визначення втрати енергії гасителями коливань вантажного вагона, колісна пара якого рухається у стані сходу рейко-шпальною решіткою, у залежності від осьового навантаження та конструктивних параметрів ресорного підвішування. **Методика.** На основі аналізу конструкції ресорного підвішування та принципу роботи фрикційного гасителя коливань візка вантажного вагона запропоновано спосіб визначення енергії, що ним поглинається. У розрахунках приймалися максимальні значення переміщень елементів гасителя та нормативні значення параметрів ресорного підвішування. **Результати.** Отримані розрахункові формули визначення енергії, що поглинається гасителем коливань, для передбачених нормативними документами схем монтажу пружних елементів візка у залежності від осьового навантаження. Вказані залежності є параболічними. **Наукова новизна.** Авторами розглянуто аварійний режим руху колісної пари рейко-шпальною решіткою після сходу її з рейок. Показано, що розсіювання енергії гасителем коливань є причиною збільшення опору руху рухомого складу. Отримано формули для розрахунку величини енергії, яка розсіюється гасителем коливань при максимальному переміщенні його елементів і залежить від осьового навантаження та конструктивних параметрів ресорного підвішування. **Практична значимість.** Запропонований метод дозволить встановити величину додаткового опору руху, який виникає в аварійному режимі, що дасть змогу підвищити точність тягових розрахунків.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Ключові слова: схід з рейок; колісна пара; гаситель коливань; рейко-шпальна решітка; дисипація енергії; тягові розрахунки; судова залізнично-транспортна експертиза

Вступ

Під час проведення судових експертиз та службового розслідування залізнично-транспортних пригод виникає потреба у розв'язанні диференціального рівняння руху поїзда [10]. Складовою вказаного рівняння є величина питомого опору руху [7]. Методи визначення опору руху при нормальних умовах експлуатації розроблені на достатньому рівні і увійшли до нормативно-технічної документації та довідкової літератури [4, 9]. Однак в умовах залізнично-транспортних пригод виникають фактори, які сприяють виникненню додаткового опору руху, а методика його розрахунку на даний час знаходиться у стадії розробки. Одним з таких випадків є рух колісної пари по рейко-шпальній решітці, який супроводжується низкою явищ, що спричиняють збільшення опору. Відсутність науково-обґрунтованої методики його розрахунку у багатьох випадках унеможлиблює побудову механізму залізнично-транспортної пригоди і встановлення можливості її запобігання.

Нестаціонарні коливання рухомого складу розглядаються у значній кількості праць, серед яких слід відзначити [2, 3, 5, 8]. Результати досліджень дисипації енергії у фрикційних гасителях коливань і її впливу на енергоефективність тяги поїздів наведені у [6, 13–17]. Відзначено, що енергія поїзда, який рухається, частково гаситься в баласті колії і поповнюється локомотивом для підтримання заданої швидкості руху, тобто дисипація (розсіяння) енергії призводить до збільшення опору руху поїзда.

Аналогічно збільшення опору руху поїзда буде спостерігатись і при збільшенні дисипації енергії гасителями коливань під час сходу колісної пари з рейок та її руху по рейко-шпальній решітці. При цьому слід очікувати максимальну амплітуду переміщень конструктивних елементів гасителя коливань.

Мета

Метою роботи є визначення величини розсіювання енергії гасителями коливань вантажного вагона, колісна пара якого рухається рейко-шпальною решіткою у стані сходу, за-

лежно від осьового навантаження та конструктивних параметрів ресорного підвішування.

Методика

Постановка задачі. Колісна пара вантажного вагона з тарою T , у якому міститься вантаж вагою P , рухається по рейко-шпальній решітці. Необхідно визначити величину енергії, яка розсіюється гасителями коливань при максимальному переміщенні гасителя, а також відшукати залежність цієї енергії від навантаження на вісь.

Розв'язання задачі. Гасителі коливань створюють дисипативні (розсіючі) сили, які необхідні для розсіювання енергії власних коливань та обмеження амплітуд коливань вагона чи його частин [1].

При цьому намагаються усю енергію, яка поступає в пружні елементи колівальної системи, витратити на тертя в гасителях коливань, щоб вона перетворювалась в теплову енергію і розсіювалась в навколишнє середовище.

У візках вантажних вагонів типу ЦНИИ-ХЗ-О застосовується клиновий гаситель коливань, який створює сили тертя, що пропорційні до переміщень, але різні по величині для руху вгору та вниз [11].

Клиновий гаситель коливань складається з двох фрикційних клинів, кожен з яких спирається на дворядну клинову пружину, опорних поверхонь надресорної балки, яка спирається на комплект основних пружин, що також є дворядними. Кількість основних пружин залежить від вантажопідйомності вагона і може бути 3, 4 або 5 [12]. Таким чином, з однієї сторони візка може бути встановлено 5, 6 або 7 дворядних пружин, дві з яких підтримують клин, а інші – надресорну балку.

Розрахункова схема клинового гасителя коливань, запозичена з [1], наведена на рис. 1.

Сила тертя, яка виникає у фрикційному гасителі коливань, визначається за узагальненою формулою [2]:

$$F_{\text{тр}} = -k \cdot \varphi_{\text{ТСП}} \cdot c_e \cdot z \cdot \text{sign } \dot{z}, \quad (1)$$

де k – коефіцієнт пропорційності, що показує частку зусилля при стисканні пружного елеме-

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

нта на одиницю переміщення, яку гаситель коливаний перетворює в нормальний тиск між елементами, що труться; $\varphi_{\text{ТСР}}$ – середній коефіцієнт відносного тертя; z – статичний прогин ресорного підвішування; c_e – еквівалентна жорсткість пружних елементів, паралельно до яких встановлений гаситель; \dot{z} – швидкість переміщення гасителя; $\text{sign } \dot{z}$ – знак \dot{z} .

Залежність між навантаженням на гаситель коливаний P та його переміщенням z , має вигляд, що показаний на рис. 2.

Енергія, що поглинається гасителем коливаний, дорівнює площі петлі гістерезису і, як видно з рис. 2, визначається за формулою:

$$\Delta E_{\text{гас}} = k \cdot \varphi_{\text{ТСР}} \cdot c_e \cdot z^2. \quad (2)$$

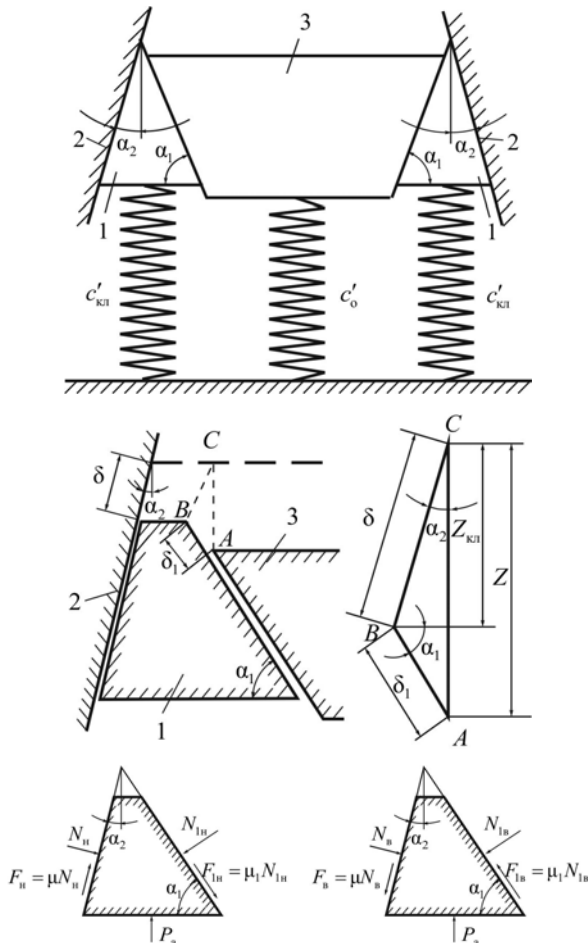


Рис. 1. Схема роботи фрикційного гасителя коливаний:
1 – клин; 2 – фрикційна планка; 3 – надресорна балка

Fig. 1. Scheme of the friction shock absorber operation:
1 – wedge; 2 – friction plate; 3 – bolster

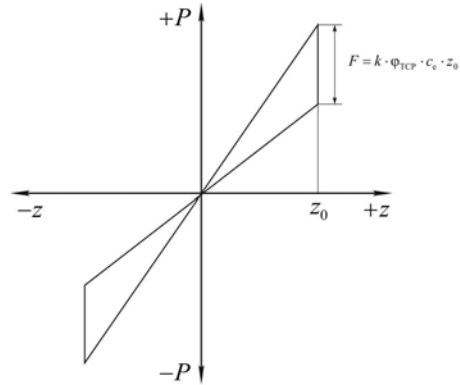


Рис.2. Силова характеристика фрикційного гасителя коливаний

Fig. 2. Power characteristic of friction shock absorber

Виразимо цю енергію через силу натиснення, яка виникає при терті елементів фрикційного гасителя, схема якого наведена на рис. 1

$$\Delta E_{\text{гас}} = (N_{\text{IH}} + N_{\text{H}} + N_{\text{B1}} + N_{\text{B}}) \cdot \varphi_{\text{ТСР}} \cdot z, \quad (3)$$

де $N_{\text{IH}}, N_{\text{H}}, N_{\text{B1}}, N_{\text{B}}$ – сили натиснення, які виникають при русі клинового гасителя коливаний вгору та вниз, Н.

Для визначення складових, що входять до виразу (3) визначимо статичне навантаження на одну дворядну пружину:

$$P_{\text{ст}} = \frac{(m_{\text{ваг}} - m_{\text{к.п.}} \cdot n_{\text{к.п.}} - m_{\text{бок}} \cdot n_{\text{бок}}) \cdot g}{n_{\text{пр}}}, \quad (4)$$

де $m_{\text{ваг}}$ – маса вагона; $m_{\text{к.п.}}$ – маса колісної пари, $n_{\text{к.п.}}$ – кількість колісних пар; $m_{\text{бок}}$ – маса бокової рами візка, $n_{\text{бок}}$ – кількість бокових рам візка у вагоні; $n_{\text{пр}}$ – загальна кількість подвійних пружин у ресорному підвішуванні вагона; g – прискорення вільного падіння.

Осьове навантаження q_o та маса вагона пов'язані співвідношенням

$$m_{\text{ваг}} = q_o \cdot n_{\text{кп}} / g. \quad (5)$$

Враховуючи, що пружини у ресорному комплекті подвійні і встановлені паралельно, сумарна жорсткість подвійної пружини буде дорівнювати сумі жорсткостей внутрішньої $c_{\text{вн}}$ та зовнішньої c_3 пружин

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

$$c' = c_{\text{вн}} + c_3. \quad (6)$$

Жорсткість однієї пружини (зовнішньої або внутрішньої) визначається за формулою

$$c_{3(\text{вн})} = \frac{G \cdot d_{3(\text{вн})}^4}{8 \cdot D_{3(\text{вн})}^3 \cdot n_{\text{р}3(\text{вн})}}, \quad (7)$$

де G – модуль зсуву для сталі; $d_{3(\text{вн})}$ – діаметр прутка зовнішньої (внутрішньої) пружини; $D_{3(\text{вн})}$ – діаметр зовнішньої (внутрішньої) пружини; $n_{\text{р}3(\text{вн})}$ – кількість робочих витків зовнішньої (внутрішньої) пружини.

Прогин ресорного підвішування:

$$z = \frac{P_{\text{ст}}}{c'}. \quad (8)$$

Прогин підклинової пружини $z_{\text{кл}}$ та переміщення поверхонь клина, які труться по фрикційній планці δ та надресорній балці δ_1 , можуть бути визначені за формулами:

$$z_{\text{кл}} = \frac{z}{1 + \text{tg}\alpha_1 \cdot \text{tg}\alpha_2}, \quad (9)$$

$$\delta = \frac{z}{(1 + \text{tg}\alpha_1 \cdot \text{tg}\alpha_2) \cdot \cos\alpha_2}, \quad (10)$$

$$\delta_1 = \frac{z \cdot \text{tg}\alpha_2}{(1 + \text{tg}\alpha_1 \cdot \text{tg}\alpha_2) \cdot \cos\alpha_1}. \quad (11)$$

Реакція пружини, що підтримує клин:

$$P_a = c'_{\text{кл}} \cdot z_{\text{кл}}, \quad (12)$$

де $c'_{\text{кл}} = c'$ – жорсткість подвійної пружини, яка підтримує клин.

Знайдемо значення сил, що діють на клин та надресорну балку, а також відповідних переміщень (рис. 1).

При русі клина вниз (див. рис. 1):

$$\Delta_{\text{H}} = (1 + \mu \cdot \mu_1) \cdot \cos(\alpha_1 - \alpha_2) + (\mu_1 - \mu) \cdot \sin(\alpha_1 - \alpha_2); \quad (13)$$

$$N_{1\text{H}} = P_a \cdot \frac{\cos\alpha_2 + \mu \cdot \sin\alpha_2}{\Delta_{\text{H}}}; \quad (14)$$

$$N_{\text{H}} = P_a \cdot \frac{\sin\alpha_1 - \mu_1 \cdot \cos\alpha_1}{\Delta_{\text{H}}}; \quad (15)$$

$$F_{\text{H}} = \mu N_{\text{H}}; \quad (16)$$

$$F_{1\text{H}} = \mu_1 N_{1\text{H}}. \quad (17)$$

При русі клина вгору:

$$\Delta_{\text{B}} = (1 + \mu \cdot \mu_1) \cdot \cos(\alpha_1 - \alpha_2) - (\mu_1 - \mu) \cdot \sin(\alpha_1 - \alpha_2); \quad (18)$$

$$N_{1\text{B}} = P_a \cdot \frac{\cos\alpha_2 - \mu \cdot \sin\alpha_2}{\Delta_{\text{B}}}; \quad (19)$$

$$N_{\text{B}} = P_a \cdot \frac{\sin\alpha_1 + \mu_1 \cdot \cos\alpha_1}{\Delta_{\text{B}}}; \quad (20)$$

$$F_{\text{B}} = \mu N_{\text{B}}; \quad (21)$$

$$F_{1\text{B}} = \mu_1 N_{1\text{B}}. \quad (22)$$

Коефіцієнти відносного тертя клинового гасителя при русі вгору та вниз визначається за формулами:

$$\vartheta_{\text{ТН}} = \frac{2 \cdot (F_{\text{H}} + F_{1\text{H}})}{P_{\text{H}}}, \quad (23)$$

де P_{H} – навантаження на ресорний комплект при русі вниз, Н;

$$\vartheta_{\text{ТВ}} = \frac{2 \cdot (F_{\text{B}} + F_{1\text{B}})}{P_{\text{B}}}, \quad (24)$$

де P_{B} – навантаження на ресорний комплект при русі вгору, Н;

$$P_{\text{H}} = \sum c'_0 z + 2c'_{\text{кл}} z_{\text{кл}} + 2F_{\text{B}}, \quad (25)$$

$$P_{\text{B}} = \sum c'_0 z + 2c'_{\text{кл}} z_{\text{кл}} - 2F_{\text{B}}, \quad (26)$$

де $\sum c'_0$ – сумарна жорсткість основних пружин комплекту.

Коефіцієнт середнього тертя визначиться за формулою

$$\varphi_{\text{ТСП}} = \frac{P_{\text{H}} - P_{\text{B}}}{P_{\text{H}} + P_{\text{B}}}. \quad (27)$$

З аналізу формул (1–27) видно, що шукана залежність буде квадратичною, матиме вигляд

$$E = A \cdot q_0^2 + B \cdot q_0 + C. \quad (28)$$

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Результати

Виконано розрахунок для наступних вихідних даних: $m_{\text{кп}} = 1440$ кг; $m_{\text{бок}} = 500$ кг; $n_{\text{кп}} = 4$; $n_{\text{бок}} = 4$; $D_3 = 0,172$ м; $D_{\text{вн}} = 0,105$ м; $d_3 = 0,03$ м; $d_{\text{вн}} = 0,019$ м; $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па; $n_{p_3} = 4,8$; $n_{p_{\text{вн}}} = 7,6$; $\alpha_1 = 0,8024$ рад; $\alpha_2 = 0,0349$ рад; $\mu = 0,25$; $\mu_1 = 0,28$.

Розрахунок виконано для трьох варіантів встановлення пружин, які передбачені [12]: $n_{\text{пр}} = 20$ для вагонів вантажопідйомністю менше 50 т (тип 1); $n_{\text{пр}} = 24$ для вагонів вантажопідйомністю 50–60 т (тип 2); $n_{\text{пр}} = 28$ для вагонів вантажопідйомністю більше 60 т (тип 3). При цьому з однієї сторони візка встановлюється 5, 6 або 7 пружин відповідно, дві з яких – підклинові, а решта – основні.

Розрахунок виконаний для допустимого діапазону навантажень на вісь за умови, що вантажопідйомність вагона перевищена не буде. Результати розрахунку наведені у табл. 1, на рис. 3.

Залежності апроксимуються параболою (27), які мають вигляд:

– для вагонів вантажопідйомністю до 50 т (1 тип)

$$E = 0,043 \cdot q_0^2 - 1,6379 \cdot q_0 + 15,586;$$

– для вагонів вантажопідйомністю 50–60 т (2 тип)

$$E = 0,0248 \cdot q_0^2 - 0,9457 \cdot q_0 + 8,9986;$$

– для вагонів вантажопідйомністю більше 60 т (3 тип)

$$E = 0,0156 \cdot q_0^2 - 0,5945 \cdot q_0 + 5,6572.$$

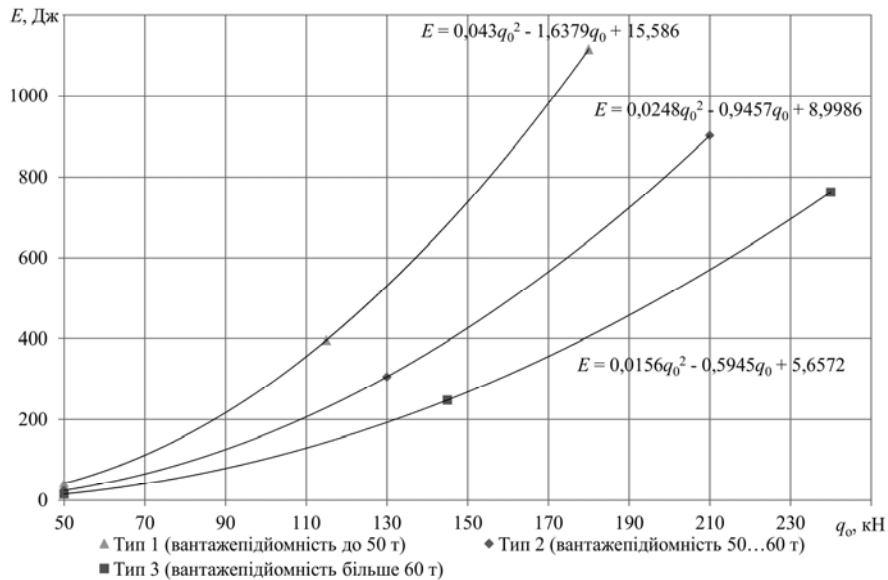
Таблиця 1

Енергія, що розсіюється гасителями коливань

Table 1

The energy dissipated by the shock absorbers

Тип 1		Тип 2		Тип 3	
q_0 , кН	E , Дж	q_0 , кН	E , Дж	q_0 , кН	E , Дж
50	41,3	50	23,8	50	15
115	396	130	306	145	248
180	1115	210	902	240	763

Рис. 3. Залежності $E = f(q_0)$ Fig. 3. Dependencies $E = f(q_0)$

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

Наукова новизна та практична значимість

Розглянуто аварійний режим руху колісної пари рейко-шпальною решіткою після сходу її з рейок. Показано, що розсіювання енергії гасителем коливань є причиною збільшення опору руху рухомого складу. Отримано формули для розрахунку величини енергії, яка розсіюється гасителем коливань при максимальному переміщенні його елементів і залежить від осьового навантаження та конструктивних параметрів ресорного підвішування. Це дозволить встановити величину додаткового опору руху, який виникає в аварійному режимі, що дасть змогу підвищити точність тягових розрахунків.

Висновки

1. У результаті досліджень отримані розрахункові формули визначення енергії, що поглинається гасителем коливань для різних схем пружного підвішування вагонів. Залежності можуть бути описані параболою вигляду $E = A \cdot q_0^2 + B \cdot q_0 + C$.

2. Розрахована енергія, що розсіюється гасителями коливань та поповнюється енергетичною установкою локомотива для підтримання заданої швидкості. Вказане розсіювання енергії є причиною виникнення додаткового опору руху поїзда.

3. Напрямами подальших досліджень є уточнення величини амплітуди коливань за різних умов руху та розробка методики визначення додаткового опору руху, що виникає внаслідок дисипації енергії гасителями коливань.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Вагони : учебник для вузов ж.-д. трансп. / Л. А. Шадур, И. И. Челноков, Л. Н. Никольский [и др.] ; под ред. Л. А. Шадура. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1980. – 439 с.
2. Вершинский, С. В. Динамика вагона : учебник для вузов ж.-д. трансп. / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов ; под ред. С. В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1991. – 360 с.
3. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава : [пер. с англ.] / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати ; под ред. Н. А. Панькина. – Москва : Транспорт, 1988. – 391 с.
4. Гребенюк, П. Т. Тяговые расчеты : справочник / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцов ; под ред. П. Т. Гребенюка. – Москва : Транспорт, 1987. – 272 с.
5. Дьомін, Ю. В. Основи динаміки вагонів : навч. посібник / Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк. – Київ : КУЕТТ, 2003. – 270 с.
6. Комарова, А. Н. Оценка энергоэффективности нетягового подвижного состава / А. Н. Комарова, Ю. П. Бороненко // Наука та прогрес транспорту. – 2013. – № 1 (43). – С. 149–153. doi:10.15802/stp2013/9616.
7. Кузьмич, В. Д. Теория локомотивной тяги : учебник для вузов ж.-д. трансп. / В. Д. Кузьмич, В. С. Руднев, С. Я. Френкель ; под ред. В. Д. Кузьмича. – Москва : Маршрут, 2005. – 448 с.
8. Мямлин, С. В. Моделирование динамики рельсовых экипажей : монография / С. В. Мямлин. – Днепропетровск : Новая идеология, 2002. – 240 с.
9. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – Москва : Транспорт, 1985. – 287 с.
10. Сокол, Э. Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики) : монография / Э. Н. Сокол. – 2-е изд., доп. – Киев : Транспорт Украины, 2004. – 368 с.
11. Соколов, М. М. Гасители колебаний подвижного состава : справочник / М. М. Соколов, В. И. Варава, Г. М. Левит. – Москва : Транспорт, 1985. – 216 с.
12. Інструкція з технічного обслуговування вагонів в експлуатації : ЦВ-0043 : затв. 01.03.2009 р. Наказом Укрзалізниці №417-Ц від 25.09.2008 р. / М-во трансп. та зв'язку України. – Київ : ДП ПКТБЦВ Укрзалізниці, 2008. – 222 с.
13. Lindgreen, E. Driving resistance from railroad trains / E. Lindgreen, S. C. Sorenson. – Copenhagen : DTU, 2005. – 86 p.
14. Lukaszewicz, P. Energy consumption and running time for trains: modelling of running resistance and driver behaviour based on full scale testing : doct. ... thesis : Trita-FKT, 2001:25 / P. Lukaszewicz. – Stockholm : KTH, 2001. – 154 p.
15. López, I. Energy dissipation of a friction damper / I. López, J. M. Busturia, H. Nijmeijera // J. of Sound and Vibration. – 2004. – Vol. 278. – Iss. 3. – P. 539–561. doi:10.1016/j.jsv.2003.10.051.
16. Lopez, I. Prediction and validation of the energy dissipation of a friction damper / I. Lopez, H. Nijmeijer // J. of Sound and Vibration. – 2009.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

- Vol. 328. – Iss. 4–5. – P. 396–410.
doi:10.1016/j.jsv.2009.08.022.
17. Theoretical prediction of the damping of a railway wheel with sandwich-type dampers / I. Merideno,

J. Nietoa, N. Gil-Negrete [et al.] // J. of Sound and Vibration. – 2014. – Vol. 333. – Iss. 20. – P. 4897–4911. doi:10.1016/j.jsv.2014.05.034.

Я. В. БОЛЖЕЛАРСКИЙ^{1*}, Ю. Г. СОБОЛЕВСКАЯ^{2*}, С. С. ДОВГАНЮК^{3*}, А. В. БАТИГ^{4*}

^{1*}Каф. «Локомотивы», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 776 59 47, эл. почта jarik762145@gmail.com, ORCID 0000-0002-4787-1781

^{2*}Каф. «Фундаментальные дисциплины», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, (Львовский филиал), ул. И. Блажкевича, 12-а, Львов, Украина, 79052, тел. +38 (032) 267 99 74, эл. почта sobolevskyy@gmail.com, ORCID 0000-0002-8087-2014

^{3*}Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, (Львовский филиал), ул. И. Блажкевича, 12-а, Львов, Украина, 79052, тел. +38 (032) 267 99 74, эл. почта dovganjuk@ukr.net, ORCID 0000-0003-1320-3192

^{4*}Лаб. «Железнодорожно-транспортные исследования», Львовский научно-исследовательский институт судебных экспертиз, ул. Липинского, 54, Львов, Украина, 79024, тел. +38 (032) 232 70 61, эл. почта Indise@mail.lviv.ua, ORCID 0000-0003-1205-6004

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГЛОЩЕНИЯ ЭНЕРГИИ ГАСИТЕЛЕМ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗОВОГО ВАГОНА В АВАРИЙНОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

Цель. Несмотря на меры по повышению безопасности движения поездов, на железных дорогах Украины и мира случаются сходы подвижного состава с рельс. В случаях причинения значительного материального ущерба и человеческих жертв, правоохранительными органами открываются уголовные производства, в рамках которых назначаются судебные железнодорожно-транспортные экспертизы. При проведении указанных экспертиз и служебного расследования железнодорожно-транспортных происшествий, предшествующих им, возникает потребность в решении дифференциального уравнения движения поезда. Составной частью указанного уравнения является величина удельного сопротивления движению. В условиях железнодорожно-транспортных происшествий возникают факторы, способствующие возникновению дополнительного сопротивления движению, а методика его расчета в настоящее время находится в стадии разработки. Отсутствие научно обоснованной методики его расчета во многих случаях делает невозможным построение механизма железнодорожно-транспортного происшествия и установления возможности ее предотвращения. Работа направлена на определение потерь энергии в гасителях колебаний грузового вагона, колесная пара которого движется в состоянии схода по рельсошпальной решетке в зависимости от осевой нагрузки и конструктивных параметров рессорного подвешивания. **Методика.** На основании анализа конструкции рессорного подвешивания и принципа работы фрикционного гасителя колебаний тележки грузового вагона, предложен способ определения поглощаемой им энергии. В расчетах приняты максимальные значения перемещений элементов гасителя и нормативные значения параметров рессорного подвешивания. **Результаты.** Получены расчетные формулы определения энергии, поглощаемой гасителем колебаний, для предусмотренных нормативными документами схем монтажа упругих элементов тележки в зависимости от осевой нагрузки. Указанные зависимости являются параболическими. **Научная новизна.** Авторами рассмотрен аварийный режим движения колесной пары по рельсошпальной решетке после схода ее с рельс. Показано, что рассеивание энергии в гасителях колебаний является причиной увеличения сопротивления движению подвижного состава. Получены формулы для расчета величины энергии, рассеиваемой в гасителе колебаний при максимальном перемещении его элементов. Указанная энергия зависит от осевой нагрузки и конструктивных параметров рессорного подвешивания. **Практическая значимость.** Предложенный метод позволит установить значение дополнительного сопротивления движению, возникающего в аварийном режиме, что даст возможность повысить точность тяговых расчетов.

Ключевые слова: сход с рельсов; колесная пара; гаситель колебаний; рельсошпальная решетка; диссипация энергии; тяговые расчеты; судебная железнодорожно-транспортная экспертиза

Y. V. BOLZHELARSKYI^{1*}, YU. H. SOBOLEVSKA^{2*}, S. S. DOVGANYUK^{3*}, A. V. BATIG^{4*}

^{1*}Dep. «Lokomotives», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 776 59 47, e-mail jarik762145@gmail.com, ORCID 0000-0002-4787-1781

^{2*}Dep. «Fundamental Disciplines», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan (Lviv branch), Iv. Blazkevych St., 12-a, Lviv, Ukraine, 79052, tel. +38 (032) 267 99 74, e-mail sobolevskyu@gmail.com, ORCID 0000-0002-8087-2014

^{3*}Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan (Lviv branch), Iv. Blazkevych St., 12-a, Lviv, Ukraine, 79052, tel. +38 (032) 267 99 74, e-mail dovganyuk@ukr.net, ORCID 0000-0003-1320-3192

^{4*}Lab. «Railway Transport Researches», Lviv Research Institute of Forensic Science, Lypynskiy St., 54, Lviv, Ukraine, 79024, tel. +38 (032) 232 70 61, e-mail lndise@mail.lviv.ua, ORCID 0000-0003-1205-6004

DETERMINATION OF ENERGY LOSSES BY SHOCK ABSORBER IN A FREIGHT CAR AT CRASH MODE

Purpose. Despite measures to improve the safety of trains on Ukraine and worldwide railways there is derailment of rolling stock. In cases of significant property damage and human losses, law enforcement agencies open a criminal proceeding in which rail-transport expertise is called. In carrying out of these expertise and internal investigation of rail accidents, preceding them, there is a need in a solution of the differential equation of the train movement. A component of this equation is the value of the specific train resistance. In terms of railway accidents, factors occur that promote the appearance of additional resistance to movement, and its calculation method is currently under development. The lack of evidence-based methods of its calculation makes it impossible in many cases to build the mechanism of railway accident and the establishment of possibility to prevent it. The purpose of this work is to determine the energy losses in the shock absorber of the freight car whose wheel-set moves in the derailed state on the track panel depending on the axle load and structural parameters of spring suspension. **Methodology.** On the basis of spring suspension construction analysis and operating principle of the friction shock absorber of the freight car bogie the authors provide the method for determining the energy absorbed by it. The calculations take the maximum values of the absorber elements displacement and the regulatory values of spring suspension parameters. **Findings.** The calculated formulas for determining the energy, absorbed by shock absorber for regulation-set mounting schemes of elastic bogie elements depending on the axial load were obtained. The mentioned curves are parabolic. **Originality.** The authors considered the crash mode of the wheel-set movement on the track panels after its derailment. It is shown that the energy dissipation in the shock absorbers is the reason for increase in resistance to rolling stock movement. The formulas for calculating the amount of energy dissipated in the shock absorber with a maximum displacement of its elements are derived. This energy depends on the axle load and structural parameters of spring suspension. **Practical value.** The proposed method allows setting the value of the additional resistance to motion that occurs in crash mode which makes it possible to increase the accuracy of traction calculations.

Keywords: derailment; wheel-set; shock absorber; track panel; dissipation of energy; traction calculations; forensic science

REFERENCES

1. Shadur L.A., Chelnokov I.I., Nikolskiy L.N., NikolskiyYe.N., Koturanov V.N., Proskurnev P.G., Kazanskiy G.A., Spivakovskiy A. L., Devyatkov V.F. *Vagony* [Cars]. Moscow, Transport Publ., 1980. 439 p.
2. Vershinskiy S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. *Dinamika vagona* [Dynamics of a car]. Moscow, Transport Publ., 1991. 360 p.
3. Garg V.K., Dukkipati R.V., Pankin N.A. *Dinamika podvizhnogo sostava* [Dynamics of rolling stock]. Moscow, Transport Publ., 1988. 391 p.
4. Grebenyuk P.T., Dolganov A.N., Skvortsov A.I. *Tyagovyvye raschety* [Traction calculations]. Moscow, Transport Publ., 1987. 272 p.
5. Domin Yu.V., Cherniak H.Yu. *Osnovy dynamiky vahoniv* [Fundamentals of cars dynamics]. Kyiv, KUETT Publ., 2003. 270 p.
6. Komarova A.N., Boronenko Yu.P. Otsenka energoeffektivnosti netyagovogo podvizhnogo sostava [Estimation of energy efficiency of non-tractive rolling stock]. *Nauka ta progres transportu – Science and Transport Progress*, 2013, no. 1 (43), pp. 149-153. doi: 10.15802/stp2013/9616.

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ

7. Kuzmich V.D., Rudnev V.S., Frenkel S.Ya. *Teoriya lokomotivnoy tyagi* [The theory of locomotive traction]. Moscow, Marshrut Publ., 2005. 448 p.
8. Myamlin S.V. *Modelirovaniye dinamiki relsovykh ekipazhey* [Modeling the dynamics of railway vehicles]. Dnepropetrovsk, Novaya ideologiya Publ., 2002. 240 p.
9. *Pravila tyagovykh rasschetov dlya poyezdnoy raboty* [Rules of traction calculations for train operation]. Moscow, Transport Publ., 1985. 287 p.
10. Sokol E.N. *Skhody s relsov i stolknoveniya podvizhnogo sostava (Sudebnaya ekspertiza. Elementy teorii i praktiki)* [Derailment and collision of rolling stock (Forensics enquiry. Elements of theory and practice)]. Kiev, Transport Ukraini Publ., 2004. 368 p.
11. Sokolov M.M., Varava V.I., Levit G.M. *Gasiteli kolebaniy podvizhnogo sostava* [Shock absorbers of rolling stock]. Moscow, Transport Publ., 1985. 216 p.
12. *Instruktsiia z tekhnichnoho obsluhovuvannia vahoniv v ekspluatatsii: TsV-0043* [Manual maintenance of cars in operation]. Kyiv, DP PKTBTSV Ukrzaliznytsi Publ., 2008. 222 p.
13. Lindgreen E., Sorenson S.C. Driving resistance from railroad trains. Copenhagen, DTU Publ., 2005. 86 p.
14. Lukaszewicz P. Energy consumption and running time for trains: modelling of running resistance and driver behaviour based on full scale testing. Doct. Thesis. Stockholm, KTH Publ., 2001. 154 p.
15. López I., Busturia J.M., Nijmeijera H. Energy dissipation of a friction damper. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, vol. 278, issue 3, pp. 539-561. doi:10.1016/j.jsv.2003.10.051.
16. Lopez I., Nijmeijer H. Prediction and validation of the energy dissipation of a friction damper. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, vol. 328, issue 4-5, pp. 396-410. doi:10.1016/j.jsv.2009.08.022.
17. Merideno I., Nietoa J., Gil-Negrete N., Giménez Ortiz J.G., Landaberea A., Lartza J. Theoretical prediction of the damping of a railway wheel with sandwich-type dampers. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, vol. 333, issue 20, pp. 4897-4911. doi:10.1016/j.jsv.2014.05.034.

Стаття рекомендована до публікації д.т.н., проф. Б. В. Герою (Україна); д.т.н., проф. М. Б. Кельріхом (Україна)

Надійшла до редколегії: 05.02.2016

Прийнята до друку: 02.06.2016