

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.62:656.225

О. В. ШАТУНОВ<sup>1\*</sup>, А. О. ШВЕЦЬ<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (067) 953 60 14, ел. пошта shatunov220648@gmail.com, ORCID 0000-0002-1115-0093

<sup>2\*</sup>Каф. «Теоретична та будівельна механіка», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (050) 214 14 19, ел. пошта angela\_Shvets@ua.fm, ORCID 0000-0002-8469-3902

## ДИНАМІКА ЗЧЕПУ ВАГОНІВ-ПЛАТФОРМ ПІД ЧАС ПЕРЕВЕЗЕННЯ ДОВГОМІРНОГО ВАНТАЖУ

**Мета.** У зв'язку з тенденцією до інтенсифікації перевізного процесу в умовах підвищених осьових навантажень та швидкостей руху поїздів у статті передбачено дослідити динамічну навантаженість зчепу двох вагонів-платформ з довгомірним вантажем, а також визначити динамічні сили взаємодії під впливом квазістатичних поздовжніх сил. **Методика.** Основою дослідження є метод математичного та комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості поздовжньо-згинальних коливань штабеля вантажу довжиною 22 м, розташованого на зчепі з двох вагонів-платформ моделі 13–4012. Кінетична й потенціальна енергії системи складені з урахуванням кінетичної й потенціальної енергії вантажу, які обчислюють за відомими фундаментальними функціями. Для визначення фундаментальних функцій розв'язано задачі про згинальні коливання вантажу як балки на двох пружних опорах. Для визначення фундаментальних функцій за поздовжніх переміщень використано диференціальне рівняння вільних поздовжніх коливань стрижня постійного перетину. Теоретичні дослідження проведені за умови руху зчепу платформ із типовими візками 18–100 зі швидкостями в інтервалі від 60 до 100 км/год по прямій ділянці залізничної колії. **Результати.** У дослідженні взято до уваги рух зчепу вагонів-платформ по синусоїдальній нерівності довжиною 25 м і різною глибиною у випадку дії поздовжніх стискових або розтягальних сил, а також на вибігу. У ході виконання теоретичних досліджень і після проведення моделювання з урахуванням процесів коливання вагона-платформи й довгомірною вантажу, за наявності квазістатичних поздовжніх сил, отримано залежності основних динамічних показників від величини швидкості руху. **Наукова новизна.** Для визначення динамічної навантаженості зчепу вагонів-платформ розроблено математичну модель поздовжньо-згинальних коливань у вертикальній площині системи штабель вантажу – зчеп вагонів-платформ. Запропонована математична модель дає можливість теоретично визначити динамічні показники системи та забезпечити розроблення способів транспортування довгомірних вантажів відповідно вимог безпеки руху поїздів. **Практична значимість.** У результаті проведених теоретичних досліджень вирішено актуальне та практично важливе завдання визначення навантаженості платформ зчепу під час транспортування довгомірною вантажу, що дозволить розробити технічні умови для реалізації ресурсозбережних технологій.

**Ключові слова:** вагон-платформа; довгомірний вантаж; динамічні показники; зчеп вагонів; поздовжні сили; швидкість руху

### Вступ

Технічне переоснащення залізничного транспорту є досить складним, дорогим, але необхідним завданням. У сучасний кризовий період актуальним є вирішення питань, пов'язаних із більш інтенсивним використанням наявного рухомого складу. До числа таких питань належать ресурсозбережні способи транспортування довгомірних вантажів на відкритому рухомому складі [9, 14, 15].

Під час вибору типу рухомого складу для перевезення того чи іншого вантажу, як правило, доводиться вирішувати досить принципове питання: створювати спеціалізовані або застосовувати універсальні вагони. Однозначної відповіді не існує. Тільки техніко-економічний розрахунок конкретного способу транспортування вантажу із застосуванням того чи іншого типу універсального або спеціалізованого рухомого складу дозволяє відповісти на це питання [10, 12, 13].

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

У ряді випадків перевезення досить жорстких довгомірних вантажів виконують зчепами з трьох вагонів, один із них (середній) завантажений, а два інших – порожні платформи – забезпечують прикриття консолей вантажу, які виступають. Такі перевезення вкрай неекономічні. Виникає необхідність організації перевезень таких вантажів на зчепі із двох вагонів із максимально повним використанням їх вантажопідйомності. Це стає можливим тільки із застосуванням спеціальних опорно-кріпильних пристроїв. Проблема безпечного та раціонального перевезення довгомірних вантажів на універсальному рухомому складі пов'язана з вирішенням декількох завдань, із яких основними є:

- дослідження статичної та динамічної навантаженості елементів конструкції вагона-платформи та оцінка її міцності;
- розробка спеціальних опорно-кріпильних пристроїв;
- визначення допустимої ваги вантажу, можливих його габаритів і способів перевезення.

Аналіз принципів схем кріпильних пристроїв дозволяє відзначити, що розвиток їх конструкції йде не тільки в напрямі підвищення міцності, надійності, забезпечення безперешкодного проходження кривих ділянок колії та роботи ударно-тягових приладів вагонів зчепу, але і в напрямі надання турнікетним опорам демпфувальних та зворотньо-поворотних властивостей із метою зменшення впливу поздовжніх інерційних сил на вантаж.

У зв'язку з цим залишається актуальною розробка методики теоретичних та експериментальних досліджень навантаженості і відповідно, оцінки міцності рухомого складу під час транспортування довгомірних вантажів, а також розробка способів їх розміщення і кріплення [9].

### Мета

З огляду на викладене метою цього теоретичного дослідження є вивчення динамічної навантаженості зчепу з двох вагонів-платформ із довгомірним вантажем, визначення динамічних сил взаємодії під впливом квазістатичних поздовжніх сил під час руху по синусоїдальній нерівності з різною глибиною.

### Методика

Теоретичні дослідження динамічної поздовжньої навантаженості вагона (зчепу вагонів) в експлуатації знайшли відображення в багатьох роботах. Реалізовані при цьому математичні моделі дають рішення, які добре узгоджуються з експериментальними даними [1, 5, 6].

Наведена в роботі [9] методика розрахунку та оцінки напруженого стану елементів рами вагона за нештатних схем передачі навантаження дозволяє вибрати раціональні ресурсозбережні способи перевезення довгомірних вантажів. Крім того, досліджено спосіб транспортування штабеля довгомірного вантажу на зчепі з двох вагонів-платформ із застосуванням комплексу багатооборотних металевих опор. Специфікою кріплення є відсутність обв'язок у рухомій опорі, що забезпечує передачу тягових та гальмівних зусиль між платформами зчепу через їх автозчеплення. Зміна бази зчепу в ході роботи поглинальних апаратів під час маневрів, проходження горба сортувальної гірки не порушує кріплення вантажу, тому що рухомий кінець штабеля компенсує хід поглинальних апаратів вагона-платформи, а розміщення обв'язок у площині опори не викликає їх розтягнення за відносного переміщення підлоги й вантажу на переломах профілю колії.

Теоретичний аналіз міцності конструкції вагона-платформи за різних варіантів позаштатних завантажень зчепу дозволив вибрати найбільш доцільний спосіб розміщення вантажу, який дозволяє за максимальної ваги отримати значення напружень в елементах вагона, що не перевищують допустимих та забезпечують їх надійність і безпеку руху.

У роботі [9] наведено також математичну модель поздовжньо-згинальних коливань штабеля вантажу довжиною 22 м, розташованого на зчепі з двох вагонів-платформ моделі 13–4012. Розрахункова схема коливання зчепу вагонів-платформ та штабеля довгомірного вантажу у вертикальній поздовжній площині симетрії представлена на рис. 1, де показані додатні напрямки переміщень і кутів повороту, а позначення тіл системи наведені в табл. 1.

Особливістю цієї розрахункової схеми є необхідність урахування зав'язок між штабелями – опорами – рамами (підлогами) платформ.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Кожну платформу розглядають як систему з трьох твердих тіл: рами 1, двох візків 5 моделі 18–100 з ресорними комплектами 4, які мають жорсткість  $k_z$  і коефіцієнт відносного тертя  $\varphi_z$ . Рами платформ з'єднані між собою автозчепленням 3 через поглинаючі апарати 2 з жорсткістю  $k_x$  і коефіцієнтом відносного тертя  $\varphi_x$ .

На платформах розміщено штабель довгомірного вантажу, що складається з нижнього 6 та верхнього 7 ярусів. Нижній ярус укладено на жорсткі опори, одна з яких шарнірно-рухома 8, а друга шарнірно-нерухома 9. Опори 10 верхнього ярусу розглядають як пружні з жорсткістю  $k_v$ . У процесі руху зчепу обидва яруси роблять позовжньо-згинальні коливання. Передбачено, що ці коливання не пов'язані між собою.

На рис. 1 уведено такі позначення:

$2l$  – база вагона, 9,72 м;  $2l_T$  – база візка, 1,85 м;  $l_1$  – відстань від шкворневого перетину до осі зчеплення вагонів, 2,46 м;  $l_a$  – відстань від осі зчеплення до осі клина автозчеплення, 0,93 м;  $l_e$  – ексцентриситет закріплення опор 8 та 9 відносно центра мас вагона в позовжньому напрямку, 0,81 м;  $l_c$  – відстань між пружними опорами верхнього ярусу штабеля вантажу, 13,0 м;  $l_k$  – довжина консольної частини верхнього ярусу штабеля вантажу, 4,325 м.

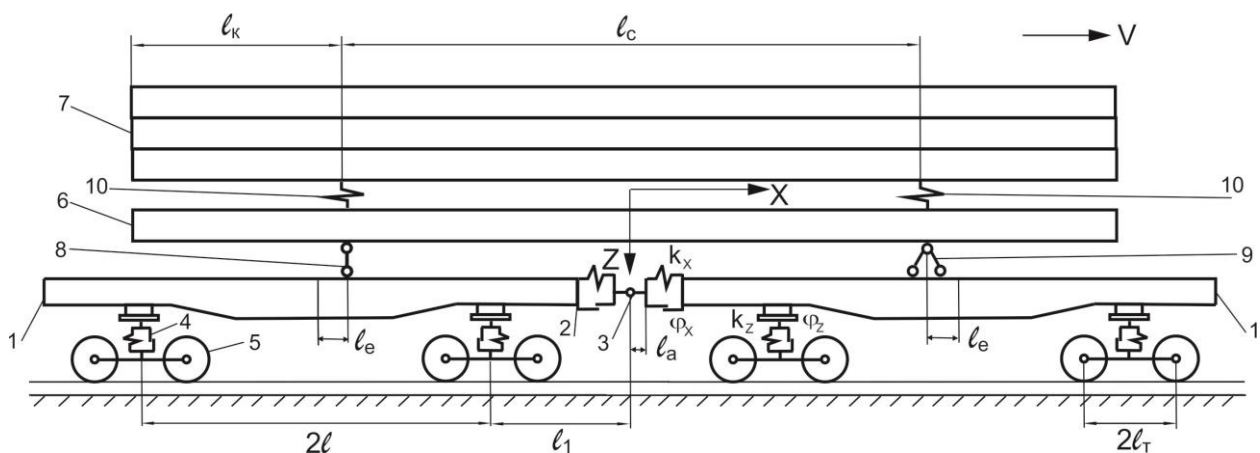


Рис. 1. Розрахункова схема зчепу вагонів-платформ зі штабелем довгомірного вантажу

Fig. 1. Computation scheme of flat cars coupling with long stack of cargo

## Лінійні та кутові переміщення тіл системи

Table 1

## Linear and angular movements of system bodies

Тіла системи	Переміщення		
	Лінійні уздовж осей		Кутові відносно осі
	X	Z	Z
	Перша платформа		
Рама платформи	$x_r$	$z_r$	$\Psi_r$
Візок	$x_{ri}$	$z_{ri}$	$\Psi_{ri}$
Колісні пари	$x_{rij}$	$z_{rij}$	$\Psi_{rij}$
	Друга платформа		
Рама платформи	$x_r$	$z_r$	$\Psi_r$
Візок	$x_{ri}$	$z_{ri}$	$\Psi_{ri}$
Колісні пари	$x_{rij}$	$z_{rij}$	$\Psi_{rij}$
	Штабель		
Нижній ярус	$u_n, x_n$	$w_n, z_n$	$\Psi_n$
Верхній ярус	$u_b, x_b$	$w_b, z_b$	$\Psi_b$

На систему накладені такі наступні зв'язки:  
– переміщення всіх тіл першої платформи з нерухомою опорою та балок штабеля уздовж осі колії однакові:

$$x_1 = x_{11} = x_{12} = x_{111} = x_{112} = x_{121} = x_{122} = x_n = x_b; \quad (1)$$

– переміщення кузова й візків другої платформи уздовж осі колії однакові:

$$x_2 = x_{21} = x_{22} = x_{211} = x_{212} = x_{221} = x_{222}; \quad (2)$$

– колісні пари рухаються без проковзування:

$$\Psi_{rij} = x_{rij}/R, \quad (r, i, j = 1, 2), \quad (3)$$

де  $R$  – радіус колеса, 0,475 м;

– через відсутність пружних елементів у буксовому підвишуванні підстрибування та

поздовжня хитавиця візків визначаються підстрибуванням колісних пар:

$$z_{ri} = \frac{1}{2}(z_{ri1} + z_{ri2}), \quad (4)$$

$$\Psi_{ri} = \frac{1}{2\ell_t}(z_{ri1} - z_{ri2}), \quad (r, i = 1, 2); \quad (5)$$

– підстрибування та поздовжня хитавиця нижнього ярусу визначається вертикальними переміщеннями точок кузова в місцях обпирання.

Оскільки опори нижнього ярусу розглянуто як шарнірно-нерухомі (перша платформа) та шарнірно-рухомі (друга платформа), аналітичні вирази для визначення підстрибування й поздовжньої хитавиці можна отримати з рис. 3, а. Вертикальні переміщення точок кузова в місцях опор:

$$(z_1 - \ell_e \cdot \Psi_1); (z_2 + \ell_e \cdot \Psi_2). \quad (6)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

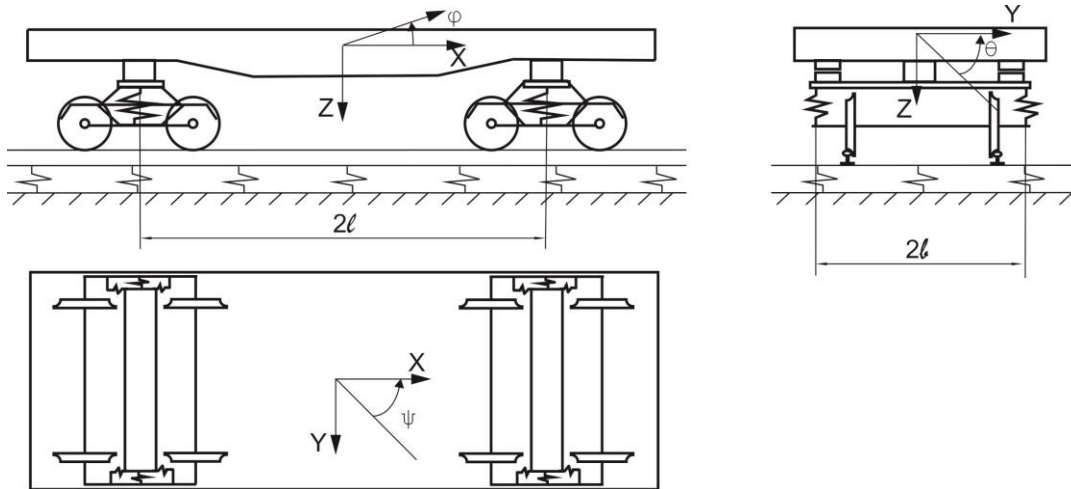


Рис. 2. Розрахункова схема 4-вісного вагона-платформи

Fig. 2. Calculation scheme of a 4-axle flat car

Підстрибування й поздовжня хитаவிця нижнього ярусу як твердого тіла дорівнюють:

$$z_H = \frac{1}{2} [(z_1 - l_e \cdot \psi_1) + (z_2 + l_e \cdot \psi_2)]; \quad (7)$$

$$\psi_H = \frac{1}{l_e} [(z_1 - l_e \cdot \psi_1) - (z_2 + l_e \cdot \psi_2)]. \quad (8)$$

Верхній ярус штабеля вантажу є пружною балкою, що розташована на пружних опорах і здійснює згинальні та поздовжні коливання (рис. 3, б). Опора  $A_1$  не рухається в поздовжньому напрямку, а опора  $A_2$  має можливість такого переміщення (рис. 3, в). Передбачено, що опори є пружними тільки у вертикальному напрямку.

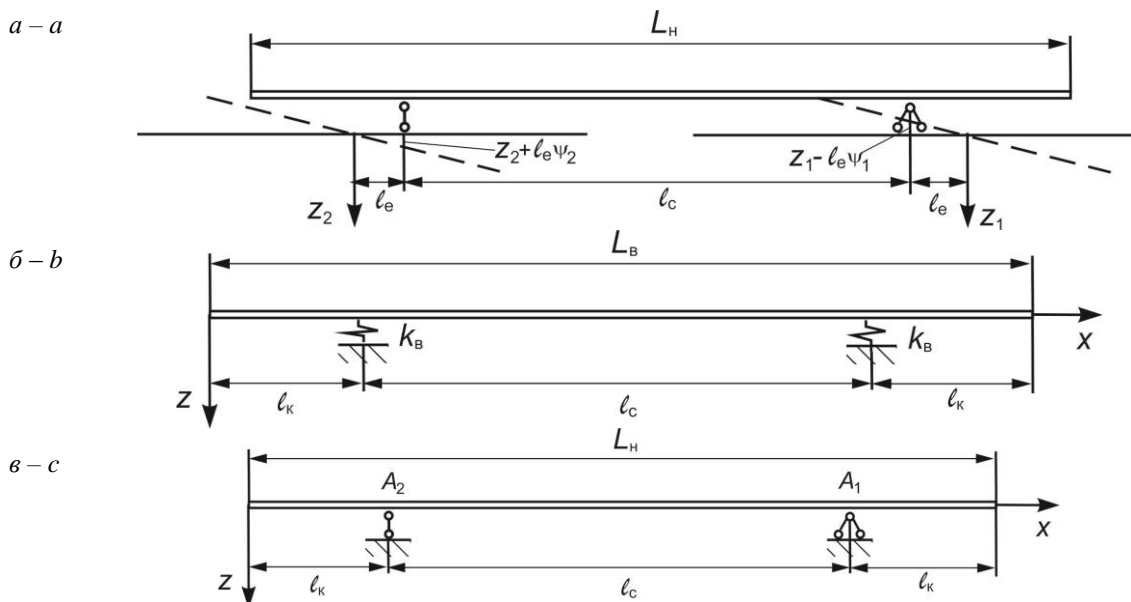


Рис. 3. Схематичне подання ярусів штабеля довгомірного вантажу та їх опор:  
 а – для визначення вертикальних переміщень точок кузова в місцях опор;  
 б – верхній ярус на пружних опорах; в – нижній ярус на жорстких опорах

Fig. 3. Schematic representation of the stack tiers of long cargo and their supports:  
 а – to determine the vertical displacements of body points in the support places;  
 б – the upper tier on elastic supports; с – the lower tier on rigid supports

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

На рис. 3 позначено:  $L_b$ ,  $L_n$  – довжина відповідно верхнього та нижнього ярусів довгомірного вантажу, які узяті однаковими зі значенням 22 м;  $k_b$  – жорсткість пружних опор верхнього ярусу штабеля вантажу, 20 000 кН/м.

З урахуванням накладених зв'язків та узагальнених координат балок штабеля як пружних тіл, механічна система має двадцять ступенів свободи. За узагальнені координати взято такі величини:  $q_1 = z_1$ ,  $q_2 = z_2$ ,  $q_3 = \psi_1$ ,  $q_4 = \psi_2$ ,  $q_5 = z_{111}$ ,  $q_6 = z_{112}$ ,  $q_7 = z_{121}$ ,  $q_8 = z_{122}$ ,  $q_9 = z_{211}$ ,  $q_{10} = z_{212}$ ,  $q_{11} = z_{221}$ ,  $q_{12} = z_{222}$ ,  $q_{13} = x_1$ ,  $q_{14} = x_1 - x_2$ ,  $q_{15} = z_b$ ,  $q_{16} = \psi_b$ ,  $q_{17} = q_{nz}$ ,  $q_{18} = q_{nx}$ ,  $q_{19} = q_{bz}$ ,  $q_{20} = q_{bx}$ .

Розглянемо взаємні переміщення верхнього та нижнього ярусів вантажу. За вертикальних коливань відбувається стискання пружних опор першої і другої платформ на величину:

$$\Delta_{1w} = q_{15} + \frac{1}{2} l_e \cdot q_{16} + w_{1b} \left( \frac{l_c}{2} \right) q_{19} - (q_1 - l_e \cdot q_3) - w_{1n} \left( \frac{l_c}{2} \right) q_{17}; \quad (9)$$

$$\Delta_{2w} = q_{15} - \frac{1}{2} l_e \cdot q_{16} + w_{1b} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{19} - (q_2 + l_e \cdot q_4) - w_{1n} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{17}, \quad (10)$$

де  $w_{1b} \left( \frac{l_c}{2} \right)$ ,  $w_{1n} \left( \frac{l_c}{2} \right)$  – фундаментальні функції

під час вигину верхнього й нижнього ярусів, які визначають із розв'язку задачі про власні коливання відповідного ярусу вантажу [8, 9].

Припускаємо, що в поздовжньому напрямку взаємні переміщення верхнього й нижнього ярусів на опорі першої платформи відсутні, а мають місце на опорі другої платформи:

$$\Delta_{bu} = u_{1b} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{20} - u_{1n} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{18}, \quad (11)$$

де  $u_{1b} \left( -\frac{l_c}{2} \right)$ ,  $u_{1n} \left( -\frac{l_c}{2} \right)$  – фундаментальні функції під час поздовжніх переміщень верхнього й нижнього ярусів, які визначають із розв'язку задачі про власні коливання відповідного ярусу вантажу.

У процесі руху мають місце взаємні переміщення нижнього ярусу відносно другої платформи в поздовжньому напрямку:

$$\Delta_{nu} = u_{1n} \left( -\frac{l_c}{2} \right) q_{18} - (q_{13} - q_{14}). \quad (12)$$

оскільки колія передбачена пружно-в'язкою безінерційною, будемо вважати, що розподілені параметри колії можна замінити на зосереджені, наведені до точок контакту коліс із рейками. Вертикальні переміщення наведених пружно-в'язких елементів колії дорівнюють:

$$z_{rij}^n = z_{rij} - \eta_{rij}, \quad (13)$$

де  $\eta_{rij}$  – поточна ордината геометричної нерівності колії. Їх задають із запізнюванням  $ij$ -ої колісної пари відносно до першої колісної пари першої платформи.

Взаємні переміщення кузовів платформ у поздовжньому напрямку визначають залежністю:

$$q_{14} = x_1 - x_2 = \Delta_{12}^x. \quad (14)$$

Поздовжню силу, що діє на перший і другий вагон зчепу з боку відкинутих частин поїзда (рис. 4), позначено відповідно  $S_1^x$  та  $S_2^x$ , значення яких у будь-який момент часу визначають із розв'язку задачі поздовжньої динаміки поїзда [2, 3, 11].

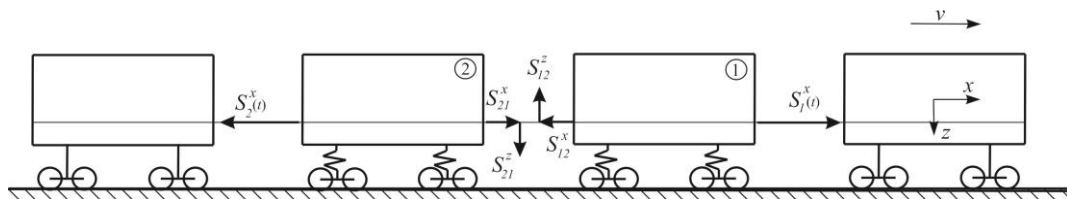


Рис. 4. Розрахункова схема зчепу з двох вагонів-платформ у складі поїзда

Fig. 4. Computation scheme of coupling of two flat cars in the train

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Поздовжні сили вважають позитивними, якщо вони викликають розтягнення. Поздовжні сили  $S_{12}^x$  та  $S_{21}^x$ , які виникають у поглинальних апаратах платформ зчепу, визначають відповідно до [2, 3].

Крім взаємних поздовжніх переміщень платформ зчепу, у процесі руху виникають також взаємні вертикальні переміщення, які визначають таким чином:

$$\left\{ \begin{array}{l} S_{12}^z = \bar{S}_{12}^z \text{ за } \frac{1}{2} \Delta_{12}^z < \Delta_0; \\ S_{12}^z = k_a \Delta_{12}^z + \beta_a \dot{\Delta}_{12}^z + \bar{S}_{12}^z \text{ за } \Delta_0 < \frac{1}{2} \Delta_{12}^z \text{ та } \frac{1}{2} \Delta_{12}^z \frac{\ell_p}{\ell_a} < \Delta_a; \\ S_{12}^z = k_p \Delta_{12}^z + \beta_p \dot{\Delta}_{12}^z + \bar{S}_{12}^z \text{ за } \frac{1}{2} \Delta_{12}^z \frac{\ell_p}{\ell_a} > \Delta_a; \\ S_{12}^z = \bar{S}_{12}^z \frac{1}{2\ell_a} \Delta_{12}^z, \end{array} \right. \quad (16)$$

де  $\Delta_0$  – зазор у контурі зачеплення, 0,005 м;  $\Delta_a$  – зазор між тілами хвостовика автозчеплення й обмежувальними полицками розетки, 0,04 м;  $k_a$  – вертикальна жорсткість пружин центральної балочки, 26 000 кН/м;  $\beta_a$  – коефіцієнт в'язкого тертя за вертикальних переміщень автозчеплення в межах вікна розетки;  $\ell_p$  – відстань від осі клина автозчеплення до ударної поверхні розетки, 0,43 м;  $k_p$ ,  $\beta_p$  – відповідно вертикальна жорсткість і коефіцієнт в'язкого тертя розетки,  $k_p = 85\,000$  кН/м;  $S_{12}^z$ ,  $S_{21}^z$  – вертикальна складова поздовжньої сили в автозчепленні.

Визначимо добавки до узагальнених сил ( $\Delta Q_n^s$ ;  $s = x, z, \psi$ ;  $n = 1, 2$ ), які входять до правих частин диференціальних рівнянь, що описують коливання кузовів розглянутих вагонів. Добавки до узагальнених сил, що входять до рівняння першої платформи, описують залежностями (17), а другої – (18):

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta Q_1^x = S_{12}^x - S_1^x, \\ \Delta Q_1^z = -S_{12}^z, \\ \Delta Q_1^\psi = (\ell + \ell_1 - \ell_a) \cdot (S_1^x + S_{12}^x) \cdot \psi_1; \end{array} \right. \quad (17)$$

$$\Delta_{12}^z = z_1 - (\ell + \ell_1 - \ell_a) \cdot \psi_1 - z_2 - (\ell + \ell_1 - \ell_a) \cdot \psi_2. \quad (15)$$

Під час цих переміщень виникають вертикальні сили:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta Q_2^x = S_{21}^x - S_2^x, \\ \Delta Q_2^z = S_{21}^z, \\ \Delta Q_2^\psi = (\ell + \ell_1 - \ell_a) \cdot (S_2^x + S_{21}^x) \cdot \psi_2. \end{array} \right. \quad (18)$$

Диференціальні рівняння коливання системи складені з використанням рівняння Лагранжа II роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_n} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial q_n} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_n} = Q_n + F_n, \quad (19)$$

де  $T$ ,  $\Pi$  – кінетична й потенціальна енергії системи;  $R$  – функція розсіювання енергії системи;  $q_n$  – узагальнені координати;  $Q_n$  – відповідні їм узагальнені сили, що є сумою сил взаємодії колеса й рейки та сил, що діють у з'єднаннях між вагонами під час руху поїзда;  $F_n$  – зовнішні сили тяги або гальмування;  $n = 1, 20$  – число ступенів свободи.

Кінетична та потенціальна енергії системи визначено за залежностями:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{20} a_{nn} \cdot \dot{q}_n^2 + \sum_{i=1}^{20} \sum_{j=1}^{20} a_{ij} \cdot \dot{q}_i \cdot \dot{q}_j; \quad (20)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{20} c_{nn} \cdot q_n^2, \quad (21)$$

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

де  $a_{mn}$ ,  $a_{ij}$  – інерційні коефіцієнти;  $c_{mn}$  – коефіцієнти жорсткості;  $q_n$  – узагальнені координати.

Функція розсіювання енергії системи містить внутрішню енергію розсіювання в матеріалі ярусів довгомірного вантажу, вона пропорційна відповідній кінетичній енергії та дорівнює:

$$R = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{20} b_{nn} \cdot \dot{q}_n; \quad (22)$$

$$b_{mn} = \chi \cdot a_{mn} \quad (n = \overline{17, 20}), \quad (23)$$

$$b_{mn} = 0 \quad (n = \overline{1, 16}),$$

де  $\chi$  – коефіцієнт розсіювання енергії.

Кінетична й потенціальна енергії системи складені з урахуванням кінетичної й потенціальної енергії вантажу, яку обчислюють за відомими фундаментальними функціями. Для визначення фундаментальних функцій розв'язують задачу про згинальні коливання вантажу як балки на двох пружних опорах [8, 9].

Власні частоти коливань верхнього ярусу на двох пружних опорах як стрижня з розподіленою рівномірно по довжині погонною масою, визначають із розв'язання характеристичного рівняння, записаного в узагальнених функціях А. Н. Крилова й отриманого шляхом розв'язання диференційного рівняння вигину стержня довжиною  $L_b$  із зосередженими включеннями в жорсткість. Характеристичне рівняння системи:

$$\Phi_0''(L_b) \cdot \Phi_1'''(L_b) - \Phi_1''(L_b) \cdot \Phi_0'''(L_b) = 0. \quad (24)$$

Цим частотам відповідають власні форми, які визначають виразом для фундаментальної функції  $w_k(x)$ :

$$w_k(x) = \Phi_0(x) - \frac{\Phi_0''(L_b)}{\Phi_1''(L_b)} \cdot \Phi_1(x). \quad (25)$$

де  $\Phi_s(x)$ ,  $s=0, 1$  – узагальнені функції А. Н. Крилова, що належить до класу сплайнів.

Граничний перехід  $K_H \rightarrow \infty$  дає можливість визначити частоти й форми коливань вільного

нижнього ярусу довжиною  $L_H$  як стрижня на жорстких опорах. Після визначення фундаментальних функцій можна визначити переміщення верхнього й нижнього ярусів. Оскільки розглянуто одну форму згинальних коливань ярусів, вирази для визначення переміщень мають такий вигляд:

– для верхнього ярусу:

$$w_b(x, t) = w_{01}(x) \cdot z_b + w_{02}(x) \cdot \Psi_b + w_{1b}(x) \cdot q_{bz}; \quad (26)$$

– для нижнього ярусу:

$$w_n(x, t) = w_{01}(x) \cdot z_n + w_{02}(x) \cdot \Psi_n + w_{1n}(x) \cdot q_{nz}. \quad (27)$$

Оскільки в поздовжньому напрямку опори верхнього та нижнього ярусів вантажу працюють однаково (жорсткість усіх опор у поздовжньому напрямку не беруть до уваги), то поздовжні коливання обох ярусів розглядають за однаковою розрахунковою схемою. Для визначення фундаментальних функцій за поздовжніх переміщень використано диференціальне рівняння вільних поздовжніх коливань стрижня постійного перетину в припущенні, що виникає поздовжня реакція [8].

Фундаментальну функцію  $u_k(x)$  для поздовжніх переміщень верхнього ярусу вантажу визначаються за виразом:

$$u_k(x) = \cos \bar{n}_{kb} \cdot x + \frac{\sin \bar{n}_{kb} L_b}{\cos \bar{n}_{kb} \ell_k} \sin \bar{n}_{kb} (x - x_{A2}), \quad (28)$$

де  $x_{A2} = \ell_c + \ell_k$  – координата опори нижнього ярусу вантажу  $A_2$  уздовж осі  $x$ .

Характеристичне рівняння задачі за поздовжніх коливань має вигляд:

$$\cos \bar{n}_{kb} \cdot x_2 = 0. \quad (29)$$

Розв'язок цього рівняння має вигляд:

$$\bar{n}_{kb} \cdot x_2 = \frac{\pi}{2} \cdot (2k + 1), \quad (k = 1, 2, 3, \dots). \quad (30)$$



## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$\bar{n}_{\text{кв}}^2 = \frac{\rho_{\text{в}} \cdot \bar{\gamma}_{\text{кв}}^2}{EA_{\text{в}}}, \quad \rho_{\text{в}} = \frac{m_{\text{в}}}{\ell_{\text{с}} + 2\ell_{\text{к}}}, \quad (31)$$

де  $m_{\text{в}}$  – маса верхнього ярусу вантажу;  $\bar{\gamma}_{\text{кв}}$  – частота  $k$ -го тону власних поздовжніх коливань верхнього ярусу;  $EA_{\text{в}}$  – жорсткість під час розтягування верхнього ярусу вантажу.

Для поздовжніх переміщень нижнього ярусу вантажу розв’язок здобувають за аналогічним алгоритмом. Оскільки в розрахунках береться до уваги одна форма поздовжніх коливань стрижнів, то вирази для визначення поздовжніх переміщень мають такий вигляд:

– для верхнього ярусу:

$$u_{\text{в}}(x, t) = u_{0\text{в}}(x) \cdot x_{\text{в}} + u_{1\text{в}}(x) \cdot q_{\text{вх}}; \quad (31)$$

– для нижнього ярусу:

$$u_{\text{н}}(x, t) = u_{0\text{н}}(x) \cdot x_{\text{н}} + u_{1\text{н}}(x) \cdot q_{\text{нх}}; \quad (32)$$

де  $u_{0\text{в}}(x) = u_{0\text{н}}(x) = 1$  – фундаментальні функції за поздовжніх переміщень ярусів як твердих тіл [8].

Параметри, які використовують для визначення показників динамічних якостей та власних частот коливань штабелів довгомірного вантажу, зведені в табл. 2.

Таблиця 2

## Вихідні дані для розрахунків

Table 2

## Initial data for calculations

Позначення	Параметр	Значення	Розмірність
$EA_{\text{в}}$	жорсткість за розтягування верхнього ярусу вантажу	$5,069 \cdot 10^5$	т
$EA_{\text{н}}$	жорсткість за розтягування нижнього ярусу вантажу	$2,486 \cdot 10^5$	т
$EI_{\text{в}}$	згинальна жорсткість верхнього ярусу вантажу	$1,067 \cdot 10^5$	т · м <sup>2</sup>
$EI_{\text{н}}$	згинальна жорсткість нижнього ярусу вантажу	$0,186 \cdot 10^5$	т · м <sup>2</sup>
$I_{\text{в}}$	осьовий момент інерції верхнього ярусу вантажу	$0,594 \cdot 10^{-2}$	м <sup>4</sup>
$I_{\text{н}}$	осьовий момент інерції нижнього ярусу вантажу	$0,093 \cdot 10^{-2}$	м <sup>4</sup>
$I_{\text{в}}^*$	момент інерції відносно центральної осі верхнього ярусу вантажу	976,06	т · м <sup>2</sup>
$I_{\text{н}}^*$	момент інерції відносно центральної осі нижнього ярусу вантажу	1774,67	т · м <sup>2</sup>
$I_{\text{у}}$	момент інерції кузова платформи відносно головної осі	270	т · м <sup>2</sup>
$I_{\text{т}}$	момент інерції візка (без колісних пар та надресорних балок)	27	т · м <sup>2</sup>
$m_{\text{в}}$	маса верхнього ярусу вантажу	44,0	т
$m_{\text{н}}$	маса нижнього ярусу вантажу	24,0	т
$m_{\text{т}}$	маса візка	4,7	т
$k_{\text{п}}$	приведена жорсткість колії	14160	кН/м
$\mu_{\text{н}}$	коефіцієнт тертя пари сталь-сталь	0,3	
$\mu_{\text{в}}$	коефіцієнт тертя пари сталь-дерево	0,4	

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Система диференціальних рівнянь має динамічні зв'язки між координатами й приведена до нормальної форми Коші. Для інтегрування рівнянь руху зчепу використано комбінований метод. Початок розв'язку (розгін) – проведено з використанням одно крокового методу Рунге–Кутта, а продовження із використанням багатокрокового (ітераційного) методу Адамса–Башфорта.

У ході теоретичних досліджень найбільшу увагу було приділено аналізу залежності власних частот коливань від відстані між опорами ярусів вантажу, оскільки ця величина може змінюватися. Також досліджено частоти згинальних коливань вантажу за різної жорсткості опор і довжини консолі штабеля. Установлено, що за довжини консолі  $0,22 \div 0,24$  від загальної довжини вантажу жорсткість опор практично не впливає на частоту згинальних коливань вантажу. Зміна значень довжини консолі поза вказаним інтервалом призводить до зростання

частоти на пружних опорах і зниження – на жорстких.

Питання вертикальної динаміки рухомого складу набувають особливо важливого значення у зв'язку з тенденцією до інтенсифікації перевізного процесу в умовах підвищених осьових навантажень та швидкостей руху поїздів. Основна увага наведеного теоретичного дослідження приділена таким показникам: максимальним коефіцієнтам динамічної добавки обресорених  $K_{дв}^o$  частин, максимальним вертикальним  $[a_v]$  прискоренням у частках  $g$ ; максимальним значенням коефіцієнтів вертикальної динаміки за силами взаємодії колісних пар і рейок  $K_{дп}$ . Нормативні значення динамічних показників елементів вантажного вагона відповідно до нормативної документації наведені в табл. 3 [7].

Таблиця 3

## Рівні оцінки й допустимі значення показників динамічних якостей

Table 3

## Levels of estimation and admissible values of dynamic qualities indicators

Показник	Рівень оцінки	Допустимі значення	
		порожній	завантажений
Максимальний коефіцієнт динамічної добавки обресорених частин (коефіцієнт вертикальної динаміки центрального ступеня підвішування) $K_{дв}^o$	відмінно	0,5	0,2
	добре	0,6	0,35
	задовільно	0,7	0,4
	допустимий	0,75	0,65
Максимальне вертикальне прискорення обресорених частин у частках від прискорення вільного падіння $[a_v]$	відмінно	0,5	0,2
	добре	0,6	0,35
	задовільно	0,7	0,45
	допустимий	0,75	0,65
Коефіцієнт стійкості від сходження колеса з рейок $K_{ст}$	допустимий	1,3	
Коефіцієнт стійкості від сходження колеса з рейок у разі дії стискних поздовжніх сил $K_{ст}$	допустимий	1,2	

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

## Результати

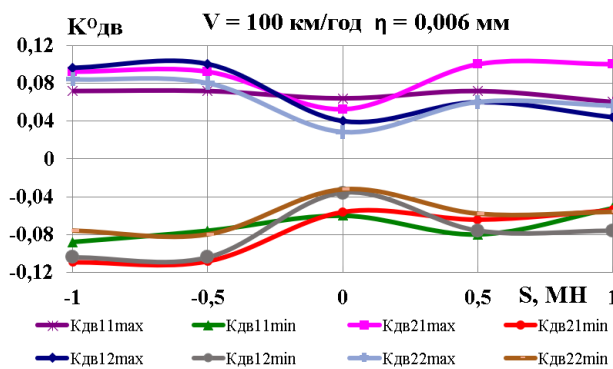
Теоретичні дослідження проведені за умови руху вагонів-платформ моделі 13–4012 з типовими візками 18–100 зі швидкостями в інтервалі від 60 до 100 км/год на прямій ділянці залізничної колії. Під час проведення теоретичних досліджень динамічних показників платформ зчепу як збурювання використано випадкові вертикальні геометричні нерівності колії. У дослідженні взято до уваги рух зчепу вагонів-платформ по синусоїдальній нерівності довжиною 25 м і різною глибиною у випадку дії поздовжніх стискних або розтягальних сил, а також на вибігу.

Графіки зміни досліджуваних динамічних показників наведені на рис. 5–7. На неведених

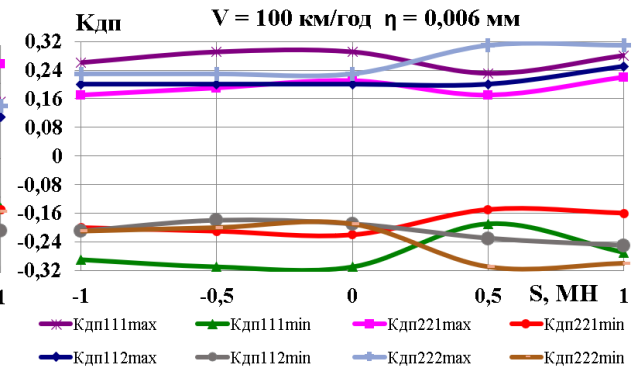
графічних залежностях представлено максимальні та мінімальні значення: коефіцієнтів динамічної добавки обресорених частин (вертикальної динаміки в центральному ресорному підвішуванні)  $K_{дв}^o$ ; коефіцієнтів вертикальної динаміки колії за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{дп}$ ; вертикального прискорення обресорених частин  $a_b$  в частках від прискорення вільного падіння  $g$ .

У теоретичному дослідженні розглянуто вплив квазістатичних поздовжніх розтягальних та стискних сил у діапазоні  $S = \pm 1$  МН за швидкості 100 км/год та величини синусоїдальної нерівності глибиною  $\eta = 0,006$  мм (рис. 5).

a – a



b – b



c – c

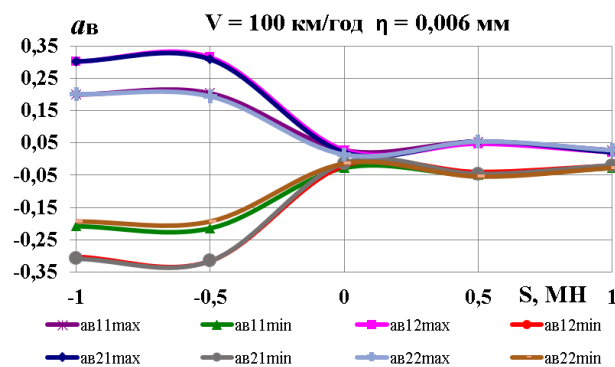


Рис. 5. Графіки залежності від швидкості руху та глибини нерівності:

a – коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин; б – коефіцієнти вертикальної динаміки колії за силами взаємодії коліс та рейок;  
в – вертикальні прискорення обресорених частин

Fig. 5. Dependence graphs on speed and depth of inequality:

a – coefficients of dynamic addition of the sprung parts; b – vertical dynamics coefficients of the track according to the interaction forces of wheels and rails; c – vertical accelerations of the sprung parts

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Аналіз отриманих результатів показує, що за такої швидкості коефіцієнти вертикальної динаміки за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{дп}$  (рис. 5, б) мало залежать від поздовжньої стискної сили. Більшою мірою поздовжні сили впливають на коефіцієнти динаміки в центральному підвішуванні  $K_{дв}^o$  (рис. 5, а), особливо на прискорення п'ятників платформ  $a_v$  (рис. 5, в). У разі дії поздовжньої стискної сили значення цих параметрів збільшуються. Зі зміною значення поздовжньої сили від розтягання величиною 1 МН; 0,5 МН; 0 і до стискання 0,5 МН; 1 МН значно змінюються значення вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  для заднього візка першої платформи та переднього візка другої платформи зчепу.

Відповідно до допустимого динамічного погонного навантаження на залізничну колію від групи осей візка величиною 168 кН/м допустиме значення коефіцієнта вертикальної динаміки колії  $K_{дп}$  для досліджуваного типу рухомого складу становить  $[K_{дп}] = 0,5$  [4]. Коефіцієнт вертикальної динаміки колії  $K_{дп}$  (рис. 5, б) не перевищує допустимого значення.

Рівень оцінок:  $K_{дв}^o$  – «відмінно»,  $a_v$  – «добре»,  $K_{дп}$  – менше допустимого значення [4, 7].

На рис. 6 наведено залежності динамічних показників від швидкості руху за глибини нерівності колії 6 мм та за наявності стискної поздовжньої сили величиною 1 МН.

Різде зменшення коефіцієнтів динамічної добавки обресорених частин (вертикальної динаміки в центральному ресорному підвішуванні)  $K_{дв}^o$  (рис. 6, а) та показників вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  (рис. 6, в) за швидкості 80 км/год пояснюється тим, що за цієї швидкості галопування платформ, викликане нерівністю колії під дією моментів стискних сил, мають різні знаки. Доказом цього є відсутність екстремумів за швидкості руху 80 км/год на графіках залежності динамічних показників за відсутності поздовжньої стискної сили (рис. 6, б, е).

Рівень оцінок: коефіцієнтів динамічної добавки обресорених частин  $K_{дв}^o$  – «відмінно», коефіцієнтів вертикальної динаміки за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{дп}$  – менше допустимого значення, вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  – у середньому «добре» в розглянутому діапазоні швидкостей [4, 7].

На рис. 7 наведені залежності досліджуваних показників за швидкості руху 100 км/год і стискної сили 1 МН від глибини нерівності колії.

Як видно з наведених графічних залежностей, із ростом глибини нерівності показники  $K_{дв}^o$  (рис. 7, а) та  $K_{дп}$  (рис. 7, б) збільшуються. Однак можна відзначити, що це збільшення несуттєве для вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  п'ятників платформ (рис. 7, в). Значення  $a_v$  для заднього візка першої платформи та переднього візка другої платформи зчепу в разі збільшення глибини синусоїдальної нерівності в середньому у 1,5 раза вище.

Рівень оцінок: коефіцієнтів динамічної добавки обресорених частин  $K_{дв}^o$  – «відмінно», коефіцієнтів вертикальної динаміки за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{дп}$  – менше допустимого значення, вертикального прискорення обресорених частин  $a_v$  – у середньому «добре» [4, 7].

У ході проведення теоретичних досліджень установлено, що під час руху зчепу зі швидкостями до 100 км/год мінімальні значення коефіцієнта стійкості від сходження колеса з рейок не нижче 1,5 (табл. 3). При цьому в діапазоні швидкостей руху 70 ÷ 90 км/год коефіцієнт  $K_{ст}$  мінімальний, а поза цим діапазоном збільшується. У кривих ділянках колії  $K_{ст}$  наближається до гранично допустимих значень, тоді як на прямих має запас. Для колісних пар, що набігають, за швидкостей руху 80 ÷ 100 км/год коефіцієнт стійкості від сходження колеса з рейок мало залежить від місця знаходження колісної пари в зчепі. Отримані результати свідчать про забезпечення безпеки руху зчепу за швидкостей до 100 км/год на прямих ділянках залізничної колії.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

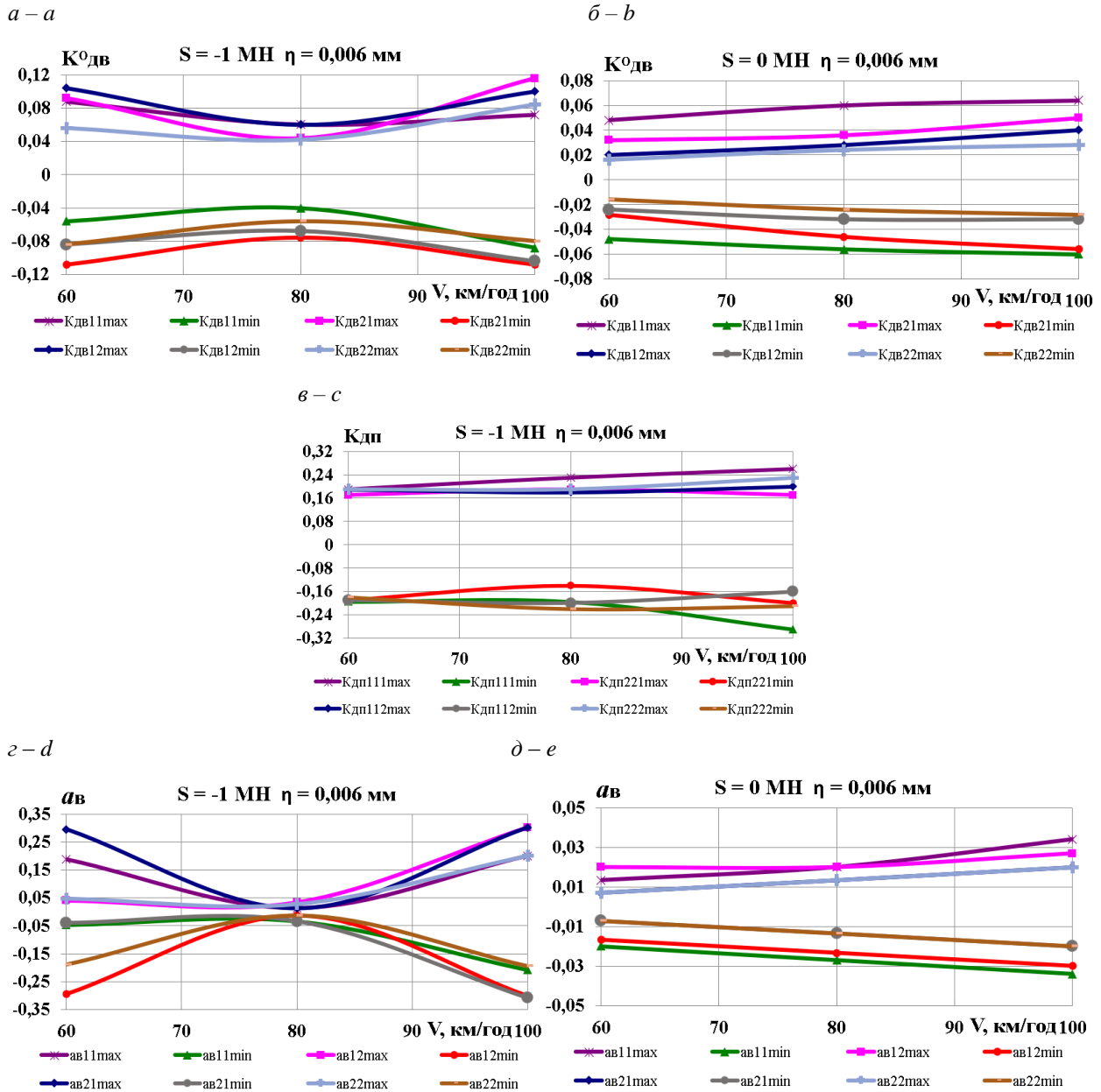


Рис. 6. Графіки залежності від поздовжньої сили та глибини нерівності:

*a*, *b* – коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин;*c* – коефіцієнти вертикальної динаміки колії за силами взаємодії коліс та рейок;*d*, *e* – вертикальні прискорення обресорених частин

Fig. 6. Dependence graphs on the longitudinal force and depth of inequality:

*a*, *b* – coefficients of dynamic addition of the sprung parts;*c* – vertical dynamics coefficients of the track according to the interaction forces of wheels and rails;*d*, *e* – vertical accelerations of the sprung parts

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

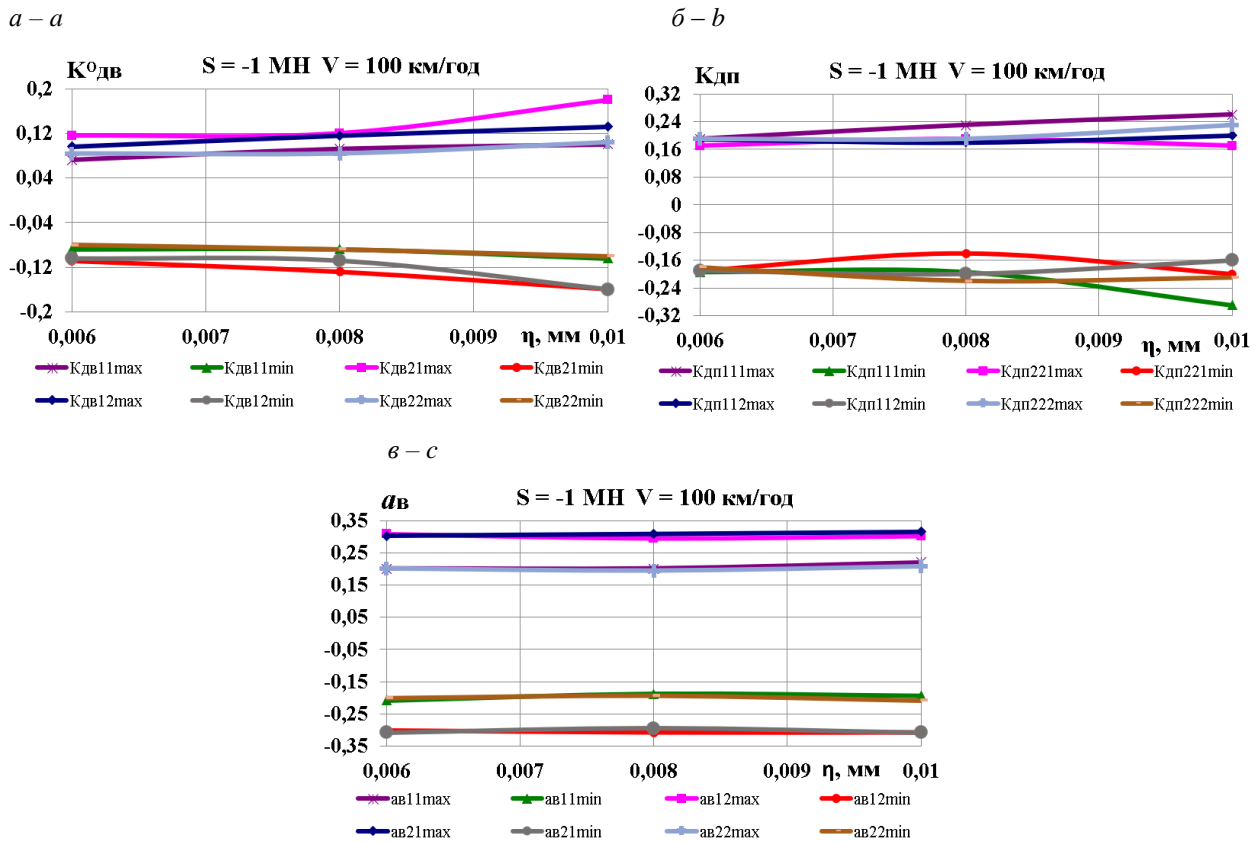


Рис. 7. Графіки залежності від швидкості руху та поздовжньої сили:  
 а – коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин;  
 б – коефіцієнти вертикальної динаміки колії за силами взаємодії коліс та рейок;  
 в – вертикальні прискорення обресорених частин

Fig. 7. Dependence graphs on speed and longitudinal force:  
 а – coefficients of dynamic addition of the sprung parts;  
 б – vertical dynamics coefficients of the track according to the interaction forces of wheels and rails;  
 с – vertical accelerations of the sprung parts

### Наукова новизна та практична значимість

Виконаний комплекс теоретичних досліджень дозволив вирішити актуальне та практично важливе завдання визначення навантаженості платформ зчепу під час транспортування довгомірного вантажу й розробити технічні умови для реалізації ресурсозбережних технологій.

Запропонована математична модель оцінки динамічної навантаженості поздовжньо-згинальних коливань у вертикальній площині системи штабелів вантажу – зчеп вагонів-

платформ дає можливість теоретично визначити динамічні показники системи та забезпечити розроблення таких способів транспортування довгомірних вантажів, які відповідають вимогам безпеки руху поїздів.

### Висновки

У процесі досліджень під час руху зчепу вагонів-платформ, завантажених довгомірним вантажем, було вивчено: коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин (вертикальної динаміки в центральному ресорному підвішуванні)  $K_{дв}^o$ ; коефіцієнти вертикальної динаміки

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

колії за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{\text{дп}}$ ; вертикальне прискорення обресорених частин  $a_{\text{в}}$  в частках від прискорення вільного падіння  $g$ , а також частота коливань пакета довгомір-ного вантажу.

На підставі аналізу проведених теоретичних досліджень динамічних якостей можна зробити такі висновки:

– максимальні значення коефіцієнта  $K_{\text{дв}}^{\circ}$  отримані за швидкості руху 100 км/год, але їх величина не перевищує 0,35, що свідчить про задовільні ходові якості дослідного зчепу в разі вертикальних коливань;

– за дії поздовжньої стискної сили значно збільшуються значення вертикального прискорення обресорених частин  $a_{\text{в}}$  для заднього візка першої платформи та переднього візка дру-

гої платформи зчепу. Максимальні значення вертикальних прискорень  $a_{\text{в}}$  становлять 0,35, що не перевищує допустимих для рівня оцінки «добре»;

– коефіцієнти вертикальної динаміки за силами взаємодії коліс та рейок  $K_{\text{дп}}$  менше допустимого значення у всіх розглянутих варіантах розрахунків;

– значення динамічних показників (коефіцієнти динамічної добавки обресорених частин і коефіцієнт стійкості колеса на рейці, прискорення вагона й вантажу) задовольняють безпеці руху зчепу, завантаженого довгомірним вантажем, у діапазоні швидкостей руху до 100 км/год на прямолінійній ділянці залізничної колії.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анисимов П. С. Модель пространственных колебаний платформы с длинномерным грузом. *Мир транспорта*. 2013. № 4. С. 6–13.
2. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. *Динамика поезда (нестационарные продольные колебания)*: монография. Москва: Транспорт, 1982. 222 с.
3. Блохин Е. П., Манашкин Л. А., Стамблер Е. Л., Маслеева Л. Г., Михайличенко В. М., Грановская Н. И. *Расчеты и испытания тяжеловесных поездов*. Москва: Транспорт, 1986. 263 с.
4. Даніленко Е. І. *Залізнична колія*: підруч. для вищ. навч. закл.: у 2 т. Київ: Інпрес, 2010. Т. 2. 456 с.
5. Данович В. Д. *Пространственные колебания вагонов на инерционном основании*: дис. ... д-ра техн. наук. Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1981. 465 с.
6. Данович В. Д., Малышева А. А. Математическая модель пространственных колебаний сцепа пяти вагонов, движущихся по прямолинейному участку пути. *Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава: сб. науч. тр.* Днепропетр. гос. техн. ун-т ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1998. С. 62–69.
7. *ДСТУ ГОСТ 33211:2017. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей (ГОСТ 33211-2014, IDT)*. [Чинний від 2017-07-01]. Київ: УкрНДНЦ, 2017. 58 с.
8. Лазарян В. А., Конашенко С. И. *Обобщённые функции в задачах механики*. Киев: Наукова думка, 1974. 194 с.
9. Шатунов А. В. *Нагруженность сцепа из двух платформ при ресурсосберегающем способе транспортировки длинномерных грузов*: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Днепропетр. ин-т инж. ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1992. 17 с.
10. Швець А. О. Вплив поздовжнього та поперечного зміщення центру ваги вантажу в піввагонах на їх динамічні показники. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 5 (77). С. 115–128. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/146432>
11. Blochinas E., Dailydka S., Lingaitis L., Ursuliak L. *Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai*. Vilnius: Technika, 2016. 168 p. DOI: <https://doi.org/10.3846/2321-m>
12. Kurhan M., Kurhan D. Providing the Railway Transit Traffic Ukraine–European Union. *Pollack Periodica*. Vol. 14. Iss. 2. P. 27–38. DOI: <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.2.3>
13. McKinnon A. C. Freight Transport Deceleration: Its Possible Contribution to the Decarbonisation of Logistics. *Transport Reviews*. 2016. Vol. 36. Iss. 4. P. 418–436. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2015.1137992>
14. Shatunov O. V., Shvets A. O. Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 2 (80). P. 127–143. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/165160>

15. Shatunov O. V., Shvets A. O., Kirilchuk O. A., Shvets A. O. Research of Wheel-Rail Wear Due to Non-Symmetrical Loading of a Flat Car. *Наука та прогрес транспорту*. 2019. № 4 (82). P. 102–117. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/177457>

А. В. ШАТУНОВ<sup>1\*</sup>, А. А. ШВЕЦ<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (067) 953 60 14, эл. почта [shatunov220648@gmail.com](mailto:shatunov220648@gmail.com), ORCID 0000-0002-1115-0093

<sup>2\*</sup>Каф. «Теоретическая и строительная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (050) 214 14 19, эл. почта [angela\\_Shvets@ua.fm](mailto:angela_Shvets@ua.fm), ORCID 0000-0002-8469-3902

## ДИНАМИКА СЦЕПА ВАГОНОВ-ПЛАТФОРМ ПРИ ПЕРЕВОЗКЕ ДЛИННОМЕРНЫХ ГРУЗОВ

**Цель.** В связи с тенденцией к интенсификации перевозочного процесса в условиях повышенных осевых нагрузок и скоростей движения поездов в статье предусмотрено исследовать динамическую нагруженность сцепа двух вагонов-платформ с длинномерным грузом, а также определить динамические силы взаимодействия под влиянием квазистатических продольных сил. **Методика.** Основой исследования является метод математического и компьютерного моделирования динамической нагруженности продольно-изгибных колебаний штабеля груза длиной 22 м, расположенного на сцепе из двух вагонов-платформ модели 13–4012. Кинетическая и потенциальная энергии системы составлены с учетом кинетической и потенциальной энергии груза, которые вычисляются по известным фундаментальным функциям. Для определения фундаментальных функций решалась задача о изгибных колебаниях груза как балки на двух упругих опорах. Для определения фундаментальных функций при продольных перемещениях использовано дифференциальное уравнение свободных продольных колебаний стержня постоянного сечения. Теоретические исследования проведены при движении сцепа платформ с типовыми тележками 18–100 со скоростями в интервале от 60 до 100 км/ч на прямом участке железнодорожного пути. **Результаты.** В исследовании принято во внимание движение сцепа вагонов-платформ по синусоидальной неровности длиной 25 м и разной глубиной при действии продольных сжимающих или растягивающих сил, а также на выбеге. В ходе выполнения теоретических исследований и после проведения моделирования с учетом процессов колебания вагона-платформы и длинномерного груза, при наличии квазистатических продольных сил, получены зависимости основных динамических показателей от величины скорости движения. **Научная новизна.** Для определения динамической нагруженности сцепа вагонов-платформ разработана математическая модель продольно-изгибных колебаний в вертикальной плоскости системы штабель груза – сцеп вагонов-платформ. Предложенная математическая модель дает возможность теоретически определить динамические показатели системы и обеспечить разработку способов транспортировки длинномерных грузов в соответствии с требованиями безопасности движения поездов. **Практическая значимость.** В результате проведенных теоретических исследований решена актуальная и практически важная задача определения нагруженности платформ сцепа при транспортировке длинномерного груза, что позволит разработать технические условия для реализации ресурсосберегающих технологий.

**Ключевые слова:** вагон-платформа; длинномерный груз; динамические показатели; сцеп вагонов; продольные силы; скорость движения

О. V. SHATUNOV<sup>1\*</sup>, А. О. SHVETS<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Cars and Car Facilities», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (067) 953 60 14, e-mail [shatunov220648@gmail.com](mailto:shatunov220648@gmail.com), ORCID 0000-0002-1115-0093

<sup>2\*</sup>Dep. «Theoretical and Structural Mechanics», Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (050) 214 14 19, e-mail [angela\\_Shvets@ua.fm](mailto:angela_Shvets@ua.fm), ORCID 0000-0002-8469-3902



## FLAT CARS COUPLING DYNAMICS WHEN TRANSPORTING LONG CARGO

**Purpose.** In connection with the tendency to intensify the transportation process under conditions of increased axial loads and train speeds the article aims to investigate the dynamic loading of the coupling of two flat cars with a long load, as well as to determine the dynamic forces of interaction under the action of quasi-static longitudinal forces. **Methodology.** The research is based on the method of mathematical and computer modeling of dynamic loading of longitudinal-and-flexural vibrations of a 22 m long stack of cargo, located on the coupling of two flat cars of 13-4012 model. The kinetic and potential energies of the system are compiled taking into account the kinetic and potential energies of the load, which are calculated using the known fundamental functions. To determine the fundamental functions, the problem of flexural vibrations of a load as a beam on two elastic supports was solved. To determine the fundamental functions for longitudinal displacements, the differential equation of free longitudinal vibrations of a bar of constant cross section was used. Theoretical studies were carried out when moving of flat cars with typical bogies 18-100 at speeds in the range from 60 to 100 km/h on a straight section of the railway track. **Findings.** During the study it was taken into account the movement of flat car coupling along a sinusoidal irregularity with a length of 25 m and different depths under the action of longitudinal compressive or tensile forces, as well as during running out. In the course of theoretical studies and after the modeling, taking into account the oscillation processes of the flat car and long cargo, in the presence of quasi-static longitudinal forces, the dependences of the main dynamic indicators on the movement speed were obtained. **Originality.** To determine the dynamic loading of the flat car coupling, a mathematical model of longitudinal-and-flexural vibrations in the vertical plane of the cargo stack-platform car coupling system has been developed. The proposed mathematical model makes it possible to theoretically determine the dynamic parameters of the system and ensure the development of methods for transporting long cargo in accordance with the safety requirements of train traffic. **Practical value.** As a result of the theoretical studies, a relevant and practically important problem of determining the loading of flat car coupling during the transportation of long cargo was solved, which will allow developing technical conditions for the implementation of resource-saving technologies.

**Keywords:** flat car; long cargo; dynamic indicators; coupling of cars; longitudinal forces; movement speed

### REFERENCES

1. Anisimov, P. S. (2013). Model of spatial oscillations of a flat car with long goods. *Mir transporta*, 4, 6-13. (in Russian)
2. Blokhin, Ye. P., & Manashkin, L. A. (1982). *Dinamika poyezda (nestatsionarnyye prodolnyye kolebaniya)*: monograph. Moscow: Transport. (in Russian)
3. Blokhin, Ye. P., Manashkin, L. A., Stambler, Ye. L., Masleeva, L. G., Mikhaylichenko, V. M., & Granovskaya, N. I. (1986). *Raschety i ispytaniya tyazhelovesnykh poezdov*. Moscow: Transport. (in Russian)
4. Danilenko, E. I. (2010). *Zaliznychna koliia*. (Vol. 2). Kyiv: Impres. (in Ukrainian)
5. Danovich, V. D. (1982). *Spatial Cars Oscillations in Inertia Track*. (Dysertatsiia doktora tekhnichnykh nauk). Dnepropetrovsk Institute of Railway Transport Engineering, Dnepropetrovsk. (in Russian)
6. Danovich, V. D., & Malysheva, A. A. (1998). Mathematical Model of Spatial Oscillations of the Coupling of Five Cars Moving Along a Rectilinear Section of the Track. *In Transport. Stress loading and durability of a rolling stock*, 62-69. Dnepropetrovsk. (in Russian)
7. *Vahony vantazhni. Vymohy do mitsnosti ta dynamichnykh yakosteï*, 58 DSTU 33211:2017 (2017). (in Ukrainian)
8. Lazaryan, V. A., & Konashenko, S. I. (1974). *Obobshchennyye funktsii v zadachakh mekhaniki*. Kiev: Naukova dumka. (in Russian)
9. Shatunov, A. V. (1992). *Nagruzhennost stsepa iz dvukh platform pri resursosberegayushchem sposobe transportirovki dlinnomernykh gruzov*. (Extended abstract of PhD dissertation). Dnepropetrovsk Institute of Railway Transport Engineering, Dnepropetrovsk. (in Russian)
10. Shvets, A. O. (2018). Influence of the longitudinal and transverse displacement of the center of gravity of the load in gondola cars on their dynamic indicators. *Science and Transport Progress*, 5(77), 115-128. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/146432> (in Ukrainian)

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

11. Blochinas, E., Dailydka, S., Lingaitis, L. P., & Ursuliak, L. (2015). *Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai*. Vilnius : Technika. DOI: <https://doi.org/10.3846/2321-m> (in Lithuanian)
12. Kurhan, M., & Kurhan, D. (2019). Providing the railway transit traffic Ukraine–European Union. *Pollack Periodica*, 14(2), 27-38. DOI: <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.2.3> (in English)
13. McKinnon, A. C. (2016). Freight Transport Deceleration: Its Possible Contribution to the Decarbonisation of Logistics. *Transport Reviews*, 36(4), 418-436. DOI: <https://doi.org/10.1080/01441647.2015.1137992> (in English)
14. Shatunov, O. V., & Shvets, A. O. (2019). Study of dynamic indicators of flat wagon with load centre shift. *Science and Transport Progress*, 2(80), 127-143. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/165160> (in English)
15. Shatunov, O. V., Shvets, A. O., Kirilchuk, O. A., & Shvets, A. O. (2019). Research of Wheel-Rail Wear Due to Non-Symmetrical Loading of a Flat Car. *Science and Transport Progress*, 4(82), 102–117. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2019/177457>

Надійшла до редколегії: 25.02.2020

Прийнята до друку: 27.07.2020