

Статья посвящена анализу развития мирового дизелестроения и возможности использования современных энергетических установок при модернизации существующего тягового подвижного состава.

**Ключевые слова:** тепловоз, дизель, расход топлива, мощность дизеля, частота вращения колесного вала.

---

The article analyzes the development of the global diesel engine and the possibility of using modern energy installations in the modernization of the existing locomotives.

**Keywords:** locomotive, diesel, fuel, power diesel engine, engine speed.

---

УДК 629.423.33

КУЛІЧЕНКО А.Я., к.т.н. (Львівська філія ДНУЗТ ім. Лазаряна);  
ДЖУС В.С., к.т.н. (Львівська філія ДНУЗТ ім. Лазаряна);  
МІЛЯНИЧ А.Р., магістр (Львівська філія ДНУЗТ ім. Лазаряна).

### **Аналіз роботи ударного демпфера як механізму переміщення елементів пантографа електровоза**

Однією з функціонально важливих конструкцій в засобах сучасного залізничного електротранспорту є доволі складний механізм пантографа електровозів (рисунок 1), що забезпечує надійність контактування із струмонесучим провідником і передачі електроенергії робочим органам даного виду засобів транспорту. Тому розробка математичних моделей при проектуванні та оптимізації механічних систем відіграє важливу роль при дослідженні кінематики і динаміки механізмів.

Процес взаємодії струмоприймача і контактної підвіски являє собою складний

механічний процес, оскільки взаємодіюча система має нескінчене число степеней вільності і в обох взаємодіючих пристроях в залежності від положення точки контакту та умов її переміщення змінюються жорсткість, маса, тертя тощо. Шлях і траєкторія переміщення у просторі елементів струмоприймача не залишається постійним, що пояснюється непостійністю висоти розташування контактної дроти, викликаної розбіжностями в еластичності і масі контактної підвіски у прольотах закріплення. Цей фактор впливає на характер зміни контактної натиску, від чого залежить ступінь зношування контактних

струмоз'ємних елементів та контактного дроту, а, відповідно, і терміну їх ефективної експлуатації.

Раніше проведений аналіз з механізмами із підпружиненою масою була викладена у роботі [1], але застосування цього аналізу обмежено тим, що у ньому виходили із припущення про рівномірності ударів при контакті, але були відсутні результати експериментальних перевірок. Більш загальний аналіз ударного демпфера із підпружиненою масою відображений у роботі [2], тому виникає можливість безпосередньо вибирати параметри для конструювання механізму як пантографа, так і інших механізмів, робота яких супроводжується ефектами пружних впливів.

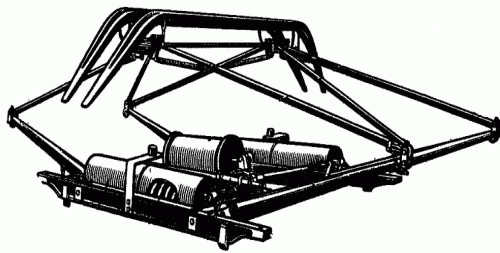


Рисунок 1. - Загальний вигляд струмоприймача П5 симетричної конструкції.

На рисунку 2, а) представлена схема механізму елементів пантографа у вигляді ударного демпфера із підпружиненою масою. Із міркувань зручності і спрощеності подальшого розгляду процесу контактної взаємодії приймаємо, що нерухомим є контактний струмонесучий дріт, а рухомими, підвладними процесам демпфування, є елементи пантографа. Крім того, на відрізку, розташованого на відстані двох суміжних опорних підвісок, струмонесучий провідник має певне провисання, тобто не є паралельним відносно рівня залізничних рейок, що також спричиняє певний вплив на явища демпфування.

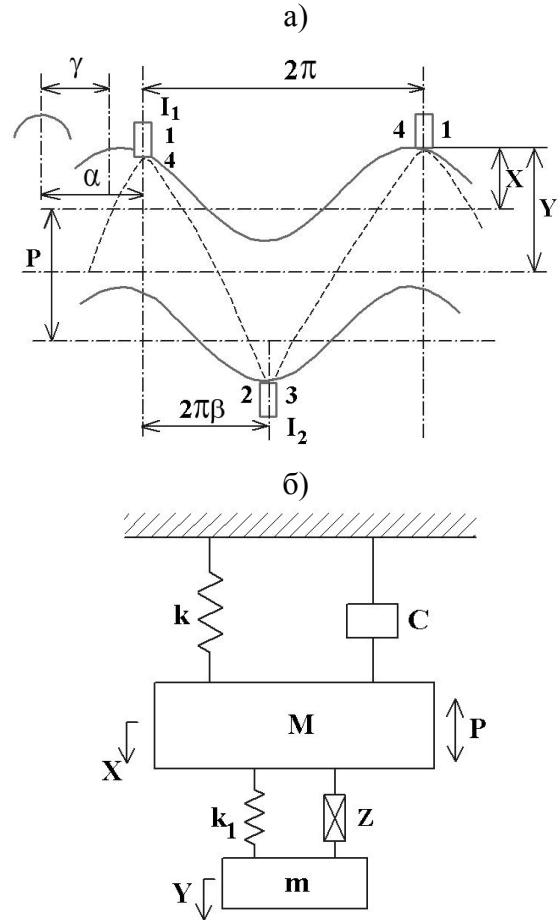


Рисунок 2. - Схема коливного демпфера:  
а) схема механізму;  
б) траєкторія переміщення коливної маси.

Згідно прийнятої схеми, основна маса  $M$  підтримується пружиною із коефіцієнтом жорсткості  $k$  і вязкісним демпфером з коефіцієнтом демпфування  $c$ . Ця система перебуває під впливом переодичної збуджуючого зусилля [4] -  $P_0 \cdot \cos(\omega t + \alpha)$ . Ударний демпфер складається із незначної маси  $m$ , зв'язаної з основною масою пружиною  $k_1$ , який має можливість коливатись в осьовому напрямі в середині прийнятого жорсткого контейнера, прикріпленого до основної маси. Ударне зусилля, яке виникає між двома масами, позначена на рисунку 2,а) через  $Z$ . Розглядаємо відносне переіщення мас без врахування тертя.

### Рівняння переміщення

Рівняння переміщення основної системи та вільної маси матиме наступний вигляд [3]:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x} + c\dot{x} + kx + k_1(x - y) &= P_0 \cdot \cos(\omega t + \alpha) + Z; \\ m\ddot{y} + k_1(x - y) &= -Z \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де  $x$  – зміщення основної маси до гори;  $\alpha$  – випередження по фазі збуджувального зусилля по відношенню до моменту першого удару у циклі, прийнявши для простоти прийнятого, як відображено на рисунку 2,

$$\begin{aligned} X = & a^2 R \cdot (a_1^2 - 1) \cdot \cos(\omega t + \alpha - \phi) - 2\delta_1 \cos(\omega t - \phi) + 2\delta_2 \cos(\omega t - 2\pi\beta - \phi) - \frac{a^2}{a_1^2 - a^2} \left\{ 2\delta_1 \cdot \left[ a^2 \left( \frac{\pi \cdot \cos(\omega t - \pi)}{2a \cdot \sin a\pi} - \frac{\cos \omega t}{a^2 - 1} \right) - \right. \right. \\ & \left. \left. a_1^2 \left( \frac{\pi \cdot \cos(a_1 \omega t - a_1 \pi)}{2a_1 \cdot \sin a_1 \pi} - \frac{\cos a_1 \omega t}{a_1^2 - 1} \right) \right] - 2\delta_2 \left[ a^2 \left( \frac{\cos(a \omega t - 2\pi\beta \pm \pi)}{2a \cdot \sin a\pi} - \frac{\cos(\omega t - 2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right) - a_1^2 \left( \frac{\cos(a_1 \omega t - 2\pi a_1 \beta \pm a_1 \pi)}{2a_1 \cdot \sin a_1 \pi} - \frac{\cos(a_1 \omega t - 2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (2)$$

Знак  $(\pm)$  тут поставлений тому, що додавання проводиться у діапазоні  $0 \leq \omega \cdot t \leq 2\pi$ , тому в діапазоні  $0 \leq \omega \cdot t \leq 2\pi\beta$  ставиться знак  $(+)$ , а в діа-

б), за початок відліку часу.

Ударне зусилля  $(Z/P_0)$  може бути представлено у вигляді суми двох рядів

$$\frac{Z}{P_0} = \delta_1 - \delta_2 + 2\delta_1 \sum_{r=1}^{\infty} \cos(r\omega t) - 2\delta_2 \sum_{r=1}^{\infty} \cos(r\omega t - 2\pi\beta)$$

Виходячи із припущення, що  $a_1 \cdot (k_1 / M\omega)$  є меншим, ніж  $a(k / M\omega)$ , а швидкість затухання  $\xi$  є незначною, як це здебільшого трапляється у значних із розмірами конструкціях, після додавання рядів можна отримати наступний вираз:

Знак  $(\pm)$  тут поставлений тому, що додавання проводиться у діапазоні  $0 \leq \omega \cdot t \leq 2\pi$ , тому в діапазоні  $0 \leq \omega \cdot t \leq 2\pi\beta$  ставиться знак  $(+)$ , а в діапазоні  $2\pi\beta \leq \omega \cdot t \leq 2\pi$  - знак мінус. Рівняння для  $Y=(y/x_0)$  можна розв'язати анологічним чином, із застосуванням такого ж наближення:

$$\begin{aligned} Y = & \ddot{a}^2 R \cdot \left[ a_1^2 \cdot \cos(\omega t + \pi - \phi) - S \{ 2\delta_1 \cdot \cos(\omega t + \varepsilon - \phi) \dots - 2\delta_2 \cdot \cos(\omega t - 2\pi\beta - \phi) \} \right] - \\ & - \ddot{a}^2 \left[ 2\delta_1 \left\{ \frac{\pi \cdot \cos(a_1 \omega t - \pi a_1)}{2a_1 \cdot \sin a_1 \pi} - \frac{\cos a_1 \omega t}{a_1^2 - 1} \right\} - 2\delta_2 \left\{ \frac{\pi \cdot \cos(a_1 \omega t - 2\pi a_1 \beta \pm a_1 \pi)}{2a_1 \cdot \sin a_1 \pi} - \frac{\cos(a_1 \omega t - 2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right\} \right] \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{де } R = \frac{1}{\sqrt{[1 - (a^2 + a_1^2 + \mu \cdot a_1^2) + a^2 a_1^2] + (2a_1 \cdot a_1^2 \xi - 2a\xi)^2}};$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2aa_1^2 \xi - 2a}{1 - (a^2 + a_1^2 + \mu a_1^2) + a^2 a_1^2};$$

$$S = \frac{1}{\mu} \sqrt{(a^2 - 1)^2 + (2a\xi)^2};$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2a\xi}{a^2 - 1}.$$

### Граничні умови

У рівняннях для визначення  $X$  та  $Y$  перебувають чотири невідомі:  $\alpha$ ,  $\beta$  та імпульси  $\delta_1$  та  $\delta_2$ . Вони можуть бути отримані із рівнянь, які описують процес співудару. Оскільки співудар розглядається як миттєве явище, збуджуючими силами можна знехтувати і тоді кількість переміщень залишається сталою величиною.

Таким чином, між рівняннями кількості переміщень та коефіцієнтом пруж-

ності відновлення отримуються наступні залежності:

$$\dot{Y}_1 + e\dot{Y}_4 = \dot{X}_1 + e\dot{X}_4, \quad (4)$$

$$\dot{Y}_3 + e\dot{Y}_2 = \dot{X}_3 + e\dot{X}_2. \quad (5)$$

Додатково положення жорсткого контейнера та ударної маси в момент співудару дають ряд наступних рівнянь:

$$\delta_1 = \left[ -(p + 2\delta)H_1 \pm \sqrt{4H_2 - (p + 2\delta)^2 H_3} \right] \cdot \frac{1}{2H_2};$$

$$\delta_2 = \left[ -(p + 2\delta)H_4 \pm \sqrt{4H_2 - (p + 2\delta)^2 H_5} \right] \cdot \frac{1}{2H_2};$$

$$\sin \alpha = \frac{1}{2H_2 H_3} \left[ (p + 2\delta) \cdot (A_8 H_2 - A_{11} H_1) \pm \sqrt{4H_2 - (p + 2\delta)^2 H_3} \right];$$

$$\cos \alpha = \frac{1}{H_2 H_3} \left[ (p + 2\delta) \cdot (A_{12} H_1 - A_2 H_2) \pm \sqrt{4H_2 - (p + 2\delta)^2 H_5} \right],$$

де

$$H_1 = A_7 A_{12} + A_8 A_{11};$$

$$H_2 = A_{11}^2 + A_{12}^2;$$

$$H_3 = A_7 A_{11} - A_8 A_{12};$$

$$H_4 = A_9 A_{12} + A_{10} A_{11};$$

$$H_5 = A_2 A_{11} - A_{10} A_{12}.$$

У наведених рівняннях величина  $\delta$  являє собою відхилення ударної маси від середнього положення між опорами жорсткого контейнера, що відповідає значенню  $\varphi$  на рисунку 2. Остаточні рівняння переміщення має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} X_1 &= Y_1 - \frac{p}{2} - \delta; \\ X_3 &= Y_3 + \frac{p}{2} + \delta. \end{aligned} \quad (6)$$

Математичний апарат для визначення величин  $A$  через  $\beta$ , виражені у вище записаних залежностях, представлений у далі наведених розрахункових формулах:

$$\operatorname{tg} \phi_r = \frac{2n \cdot \xi \cdot \omega^2 r \cdot (n_1 - \omega \cdot r^2)}{r^4 \omega^4 - r^2 \omega^2 \cdot (n^2 + n_1^2 + \mu \cdot n_1^2) + n^2 n_1^2};$$

$$R_r = \frac{1}{\sqrt{(2n \cdot n_1^2 \xi \omega r - 2n \omega^3 r^3)^2 + [r^4 \omega^4 - r^2 \omega^2 \cdot (n^2 + n_1^2 + \mu \cdot n_1^2) + n^2 n_1^2]^2}};$$

$$S_r = \frac{1}{\left[ r^4 \omega^4 - r^2 \omega^2 \cdot (n^2 + n_1^2 + \mu \cdot n_1^2) + n^2 n_1^2 \right]^{\frac{1}{2}}};$$

$$R = \frac{1}{\sqrt{\left[ 1 - (a^2 + a_1^2 + \mu \cdot a_1^2) + a^2 \cdot a_1^2 \right]^{\frac{1}{2}} + (2a \cdot a_1^2 \xi + 2a \xi)^2}};$$

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{2a \xi \cdot (a_1^2 - 1)}{1 - (a^2 + a_1^2 + \mu \cdot a_1^2) + a^2 a_1^2};$$

$$S = \frac{1}{\mu} \sqrt{(a^2 - 1)^2 + (2a \xi)^2};$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2a \xi}{a^2 - 1};$$

$$A_1 = \frac{a^2 \pi (1-e)}{\mu (1+e)} + a^2 \pi \frac{(1-e)}{(1+e)} - 2a^2 R_1 S \cdot \operatorname{Sin}(e - \phi) - 2a^2 R_1 \cdot \operatorname{Sin} \phi;$$

$$A_2 = 2a^2 R_2 S \cdot \operatorname{Sin}(\varepsilon - 2\pi\beta - \varphi) - 2a^2 R_2 \cdot \operatorname{Sin}(2\pi\beta + \varphi) + \frac{2a^2}{\mu} \left\{ \frac{\pi \cdot \operatorname{Sin}(a_1 \pi - 2\pi\beta a_1)}{2 \operatorname{Sin}(a_1 Z)} - \frac{\operatorname{Sin}(2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right\} -$$

$$- \frac{2a_1^2}{a_1^2 - a^2} \left[ a^2 \left\{ \frac{\pi \cdot \operatorname{Sin}(a \pi - 2\pi\beta a)}{a^2 - 1} - \frac{\operatorname{Sin}(2\pi\beta)}{a^2 - 1} \right\} - a_1^2 \left\{ \frac{\pi \cdot \operatorname{Sin}(2\pi \cdot a_1 \beta - a_1 \pi)}{2 \operatorname{Sin}(a_1 \pi)} - \frac{\operatorname{Sin}(2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right\} \right];$$

$$A_3 = -a^2 R_3;$$

$$A_4 = 2a^2 R_4 \cdot \operatorname{Sin}(2\pi\beta - \varphi) - 2a^2 R_4 \cdot S \cdot \operatorname{Sin}(2\pi\beta + \varepsilon - \varphi) -$$

$$- \frac{2a}{\mu} \left\{ \frac{\pi \cdot \operatorname{Sin}(a_1 \pi - 2\pi \cdot a_1 \beta)}{2 \operatorname{Sin}(a_1 \pi)} - \frac{\operatorname{Sin}(2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right\} + \frac{2a_1^2}{a_1^2 - a^2} \left\{ a^2 \left[ \frac{\pi \cdot \operatorname{Sin}(2a\pi\beta - \pi \cdot a)}{2 \operatorname{Sin}(a \cdot \pi)} - \frac{\operatorname{Sin}(2\pi\beta)}{a^2 - 1} \right] - \right.$$

$$\left. - a_1^2 \left[ \frac{\pi \cdot \operatorname{Sin}(2\pi \cdot a_1 \beta - a_1 \pi)}{2 \operatorname{Sin}(a_1 \pi)} - \frac{\operatorname{Sin}(2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right] \right\};$$

$$A_5 = -A_1;$$

$$A_6 = A_3;$$

$$A_7 = \frac{A_3 A_5 \cdot \operatorname{Cos} \varphi - A_2 A_6 \cdot \operatorname{Cos}(2\pi\beta - \varphi)}{A_1 A_5 - A_2 A_6};$$

$$A_8 = \frac{-A_3 A_5 \cdot \operatorname{Sin} \varphi - A_2 A_6 \cdot \operatorname{Sin}(2\pi\beta - \varphi)}{A_1 A_5 - A_2 A_4};$$

$$A_9 = \frac{A_3 A_4 \cdot \cos \varphi - A_1 A_6 \cdot \cos(2\pi\beta - \varphi)}{A_2 A_4 - A_1 A_5};$$

$$A_{10} = \frac{-A_3 A_4 \cdot \sin \varphi - A_1 A_6 \cdot \sin(2\pi\beta - \varphi)}{A_2 A_4 - A_1 A_5};$$

$$\begin{aligned} A_{11} = & a^2 R_{11} \{ (a_1^2 - 1) \cos \varphi - 2A_8 \cos \varphi + 2A_{10} \cos(2\pi\beta - \varphi) + S[2A_8 \cos(\varepsilon - \varphi) - 2A_{10} \cos(\varepsilon - 2\pi\beta - \varphi)] - \\ & - a_1^2 \cos \varphi \} - \frac{a^2}{a_1^2 - a^2} \{ 2A_8 \left[ a^2 \left[ \frac{\pi \cdot \cos(a\pi)}{2a} - \frac{1}{a^2 - 1} \right] - a_1^2 \left[ \frac{\pi \cdot \operatorname{Ctg}(a_1\pi)}{2a_1} - \frac{1}{a_1^2 - 1} \right] \right] - \\ & - 2A_{10} \left\{ a^2 \left[ \frac{\pi \cdot \cos(a\pi - 2\pi\beta)}{2a \cdot \sin(a\pi)} - \frac{\cos(2\pi\beta)}{a^2 - 1} \right] - a_1^2 \left[ \frac{\pi \cdot \cos(a_1\pi - 2\pi\beta)}{2a_1 \cdot \sin(a_1\pi)} - \frac{\cos(2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right] \right\} + \\ & + \frac{a^2}{\mu} \left\{ 2A_8 \left[ \frac{\pi \cdot \cos(a_1\pi)}{2a_1} - \frac{1}{a_1^2 - 1} \right] - 2A_{10} \left[ \frac{\pi \cdot \cos(a_1\pi - 2\pi\beta)}{2a_1 \cdot \sin(a_1\pi)} - \frac{\cos(2\pi\beta)}{a_1^2 - 1} \right] \right\} \}. \end{aligned}$$

Формула для розрахунку коефіцієнту  $A_{12}$  буде аналогічною формулі визначення складової  $A_{11}$ , за винятком того, що у перших дужках значення  $\cos \varphi$  замінюється на  $\sin \varphi$ , а значення коефіцієнтів  $A_8$  та  $A_{10}$  на  $A_7$  та  $A_8$ .

Складові  $R$  рівнянь затухання коливань у процесі демпфування механізму пантографа, які є складовими вище наведених коефіцієнтів, розраховуються згідно наступних залежностей:

$$R_8 = -\frac{R_3 R_5 \cdot \sin \varphi - R_2 R_6 \cdot \sin(2\pi\beta - \varphi)}{R_1 R_5 - R_2 R_4};$$

$$R_9 = \frac{R_3 R_4 \cdot \cos \varphi - R_1 R_6 \cdot \cos(2\pi\beta - \varphi)}{R_1 R_2 - R_1 R_5};$$

$$R_{10} = -\frac{R_3 R_4 \cdot \sin \varphi - R_1 R_6 \cdot \sin(2\pi\beta - \varphi)}{R_2 R_4 - R_1 R_5};$$

$$\begin{aligned} R_{11} = & -\frac{a^2}{a^2 - 1} \left\{ 2a^2 R_8 \left[ \frac{\pi \cdot \operatorname{Ctg}(a\pi)}{2a} - \frac{1}{a^2 - 1} \right] - 2a^2 R_9 \left[ \frac{\pi \cdot \cos(a\pi - 2\pi\beta)}{2a \cdot \sin(a\pi)} - \frac{\cos(2\pi\beta)}{a^2 - 1} \right] \right\} + \\ & + \left( \frac{a^2}{a^2 - 1} + \frac{a^2}{\mu} \right) \cdot \left\{ 2R_8 \left[ \frac{\pi \cdot \operatorname{Ctg}(a\pi)}{2a} - \frac{1}{a^2 - 1} \right] - 2R_{10} \left[ \frac{\pi \cdot \cos(a\pi - 2\pi\beta)}{2a \cdot \sin(a\pi)} - \frac{\cos(2\pi\beta)}{a^2 - 1} \right] \right\}. \end{aligned}$$

Формула для розрахунку складової  $R_{12}$  буде аналогічною формулі визначення величини  $R_{11}$ , за виключенням того, що у першій дужці при підстановці складової  $R_9$  у виразі замість функції  $\cos \varphi$  підставляє-

мо  $\sin \varphi$ , а складову  $R_8$  замінюємо на  $R_7$ .

Далі наводимо складові залежності, які входять у наведені розрахункові формули:

$$\delta_1 = -\frac{(p + 2_{a2} - 2_{a1}) \cdot (R_7 R_{12} + R_8 R_{11}) \pm \sqrt{[4R_{11}^2 + R_{12}^2 - (p + 2_{a2} - 2_{a1})^2] \cdot (R_7 R_{11} - R_8 R_{12})^2}}{2R_{11}^2 + 2R_{12}^2}.$$

Розрахункова формула для визначення величини  $\delta_2$  буде аналогічною отриманій формулі для  $\delta_1$ , за винятком того, що складові  $R_7$  та  $R_8$  замінюються на  $R_9$  та  $R_{10}$ .

Далі:

$$\sin \alpha = \frac{2R_{11}\delta_1 + R_8 \cdot (p + 2_{\alpha 2} - 2_{\alpha 1})}{2(R_7R_{11} - R_8R_{12})};$$

$$\cos \alpha = \frac{2R_{12}\delta_1 + R_7 \cdot (p + 2_{\alpha 2} - 2_{\alpha 1})}{2(R_8R_{12} - R_7R_{11})}.$$

## Висновок

Явище демпфування пов'язане із виникненням небажаних коливань у механічних системах. Складний механізм пантографів електричного рейкового транспорту, здатного забезпечувати надійність контактування із струмонесучим провідником, за своєю конструкцією складається із системи елементів, тією чи іншою мірою з'єднаних між собою при посередництві ряду деталей та вузлів. Вплив на них явище демпфування із тривалістю експлуатації супроводжується частковою втратою основних їх функціональних властивостей, а в окремих випадках і руйнуванням.

Узагальнюючі результати представлені теоретичної викладки показують, що ударний демпфер достатньо ефективно покращує динамічні характеристики механізму пантографа. Значними перевагами утвореного демпфування є його нечутливість до частоти вимушених коливань струмонесучого провідника, що виникають у процесі переміщення електротранспорту і контактування контактного дроту. Щоб полегшити вибір конструктивних параметрів елементів механізму пантографа, в загальних рисах наведена теорія ударного демпфера із підпружиненою ма-

сою. Крім того, вона показує, що ударна маса, не зважаючи на свою вагу, у стані спокою перебуває під впливом пружин механізму, правильний розрахунок жорсткості яких дозволить зменшити амплітуди коливань.

## Список літератури

1. Като, Маруи, Курита. Некоторые вопросы предотвращения вибрации при расчетных работах в механических системах. М.: Изд-во «Мир», Конструирование и технология машиностроения, серия В, № 3, 1979. – С. 186-192.
2. Масри Дж. Теория динамического виброгасителя. М.: Изд-во «Мир», Прикладная механика, № 2, 1982. – С. 246-251.
3. Василенко Н.В. Теория колебаний. К.: «Вища школа», 1992. – 430 с.
4. Анісімов І.О. Коливання та хвилі. К.: Академпрес, 2003. – 280 с.

## Анотації:

В статті розглянуто теоретичний принцип переміщення складових елементів конструкції пантографа рейкового електротранспорту внаслідок явища демпфування у процесі контактної взаємодії струмонесучого провідника і поверхні струмоз'ємного механізму.

В статье рассмотрены теоретический принцип перемещения составляющих элементов конструкции пантографа рельсового электротранспорта вследствие явления демпфирования в процессе контактного взаимодействия токонесущего проволочника и поверхности токосъемного механизма.

In the article the theoretical principle of moving components design pantograph rail electric phenomena due to damping in the contact interaction current-carrying conductor and surface strumoz'yemnoho mechanism.