

**Р. В. Зінько<sup>1</sup>**  
**Ю. М. Черевко<sup>2</sup>**  
**А. І. Бешлей<sup>3</sup>**  
**А. П. Поляков<sup>4</sup>**

## **ДОСЛІДЖЕННЯ НЕЛІНІЙНИХ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СЛАБОЗАКРІПЛЕНОГО ВАНТАЖУ ПРИ РУСІ АВТОМОБІЛЯ**

<sup>1</sup>Національний університет «Львівська політехніка»

<sup>2</sup>Національна академія сухопутних військ ім. Гетьмана Петра Сагайдачного

<sup>3</sup>Львівський автомобільно-дорожній коледж Національного університету «Львівська політехніка»

<sup>4</sup>Вінницький національний технічний університет

*Удосконалення способів зниження динамічних навантажень в елементах самохідних транспортувальних машин і транспортованих вантажах базується на результатах аналізу динамічних явищ, які виникають під час їх експлуатації, що обумовлено зростанням вантажності, збільшенням робочих швидкостей, суміщенням навантажувально-розвантажувальних робіт з іншими технологічними операціями, підвищенням продуктивності.*

*Для унеможливлення пошкодження, забезпечення безпеки руху тарно-пакувальні і штучні вантажі закріплюють у кузовах автомобілів, вагонах потягів і трюмах суден дротяними розтяжками, упорними і розпірними брусками, обв'язуванням та іншими способами.*

*Але під час транспортування в результаті витягування й обриву розтяжок і висмикування цвяхів вантажі пошкоджуються, переміщуються у кузові, вагоні чи трюмі. Тому дуже важливо на етапі проектування конструкції кріплення встановити можливе переміщення вантажу, а також забезпечити його в заданих межах, щоб унеможливити пошкодження вантажу.*

*Авторами запропонована методика розрахунку коливань вантажів у кузові вантажного автомобіля на прикладі двох вантажів різної маси. Побудована кінематична схема самохідної транспортувальної машини з послідовним пружним зчепленням транспортованих вантажів та проведено дослідження нелінійних горизонтальних коливань слабозакріпленого вантажу при русі автомобіля.*

*За результатами проведеного дослідження побудовано графіки залежностей безрозмірної амплітуди коливань маси вантажу щодо інших вантажів залежної від зазору між кріпленнями. Побудовані карти областей стійких рухів та показано область нестійких рухів вантажів. Зазначається, що хоча така область нестійких рухів є досить малою, але при певних умовах руху транспортного засобу і слабозакріпленому вантажі виникають явища, що можуть спричинити дорожно-транспортну пригоду.*

**Ключові слова:** динамічні навантаження, вантаж, коливання вантажу, рух транспортного засобу, пошкодження вантажу.

### **Вступ**

Важливу роль у розвитку господарства України відіграють самохідні транспортувальні машини (залізничний, водний, повітряний, наземний транспорт тощо). Робота самохідних транспортувальних машин (СТМ) супроводжується динамічними явищами, які істотно впливають на якість функціонування агрегатів цих машин, їх міцність і надійність. Подальший ріст вантажності СТМ, збільшення робочих швидкостей, суміщення навантажувально-розвантажувальних робіт з іншими технологічними операціями, підвищення їх продуктивності тощо пов'язані з потребою аналізу динамічних явищ, які виникають під час їх експлуатації з метою подальших розробок способів зниження динамічних навантажень в елементах СТМ і транспортованих вантажах [1–4].

**Постановка задачі.** Під час перевезення вантажів необхідно передбачити заходи, що перешкоджають їх ковзанню, перекиданню, перекочуванню і переміщенню у будь-якому напрямі за допомогою, наприклад, блокування, ув'язки і/або тертя. Вони мають на меті зберегти здоров'я людей, що займаються вантажними операціями, і водіїв транспортних засобів, так само як і інших користувачів доріг і пішоходів, а також забезпечити збереження вантажу і транспортного засобу.

Для унеможливлення пошкодження, забезпечення безпеки руху тарно-пакувальні і штучні вантажі закріплюють у кузовах автомобілів, вагонах потягів і трюмах суден дротяними розтяжками, упорними і розпірними брусками, обв'язуванням та іншими способами.

Кріплення вантажів вважається достатнім, якщо воно з відповідає європейському стандарту

EN 12195-1:2010. Щоб спростити такелажні роботи, заходи із безпечного кріплення вантажу і вимоги до міцності вантажів і кріпильних ременів і фітингу, враховують такі стандарти ISO і EN:

- ISO 1496; ISO 1161 – Контейнери ISO;
- EN 12195-1 – Розрахунок сил кріплення;
- EN 12195-2 – Притискні ремені з синтетичних волокон;
- EN 12195-3 – Притискні ланцюги;
- EN 12195-4 – Притискні троси;
- EN 12640 – Місця кріплення;
- EN 12641-1 – Тенти – Мінімальні вимоги до міцності / кріпильних деталей – Знімні кузови і комерційні транспортні засоби;
- EN 12641-2 – Тенти – Мінімальні вимоги до транспортних засобів з тентом – Знімні кузови і комерційні транспортні засоби;
- EN 12642 – Міцність конструкції кузова транспортного засобу;
- EN 283 – Вимоги до випробувань знімних кузовів;
- EN 284 – Вимоги до конструкції знімних кузовів;
- ISO 27955 – Кріплення вантажів у пасажирських автомобілях і багатоцільових транспортних засобах – Вимоги і методи випробування;
- ISO 27956 – Надійне кріплення вантажу в розвізних фургонах – Вимоги і методи випробування.

Водночас наявні методи розрахунку міцності кріплення не гарантують нерухоме закріплення вантажу, а також його збереження. В результаті витягування й обриву розтяжок і висмикування цвяхів вантажі пошкоджуються, переміщуючись у кузові, вагоні чи трюмі. Тому дуже важливо на етапі проектування конструкції кріплення встановити можливе переміщення вантажу, а також забезпечити його в заданих межах, що унеможливить пошкодження вантажу [5, 6].

### Виклад основного матеріалу

Для попереднього аналізу динаміки вищенаведених кінематичних схем використаємо максимально спрощену розрахункову схему (рис. 1).

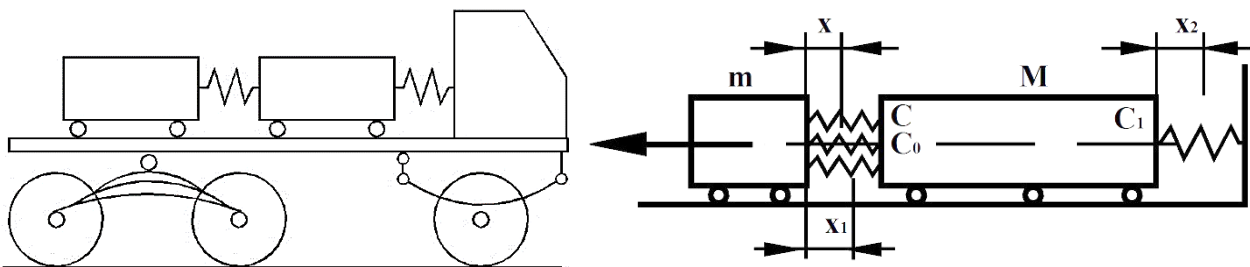


Рис. 1. Кінематична схема самохідної транспортувальної машини з послідовним пружним зчепленням транспортованих вантажів

Два вантажі масами  $m$  і  $M$  розміщені на вантажній платформі автомобіля. Вони кріпляться до платформи стропами, а між собою – прокладками. Кріплення їх до платформи послаблені, між прокладками існує зазор. Під час нерівномірного руху при послаблених кріпленнях виникають поздовжні коливання маси  $m$ . Переміщення маси  $m$  спричиняє горизонтальну збурюючу силу  $P = P_0 \cdot \sin \omega t$ . Маса  $M$  більш інертніша, її коливання відбудуться при більших пришвидшеннях.

Лінійна пружина  $C_0$  моделює пружні прокладки, прикріплені до торців вантажів. У рівноважному стані системи є зазор  $\Delta_3$  між масою  $m$  і прокладками або попередній натяг  $\Delta$  пружини  $C$ . При русанні системи в момент початку контакту маси  $m$  із прокладками пружини  $C$  у першому випадку будуть розтягнуті на величину  $\Delta = \Delta_3$ , а в другому стиснуті на величину  $\Delta = \frac{C_0 - C}{C_0} \Delta_n$ . Еластична пружина  $C'$

служить для утримання системи в заданому положенні. У подальших викладках вона не береться до уваги. У процесі коливань системи маса  $m$  може перебувати як в контакті з прокладками, так і у відриві від них. У першому випадку диференціальні рівняння руху системи запишуться так:

$$m\ddot{x}_1 = -C(x_1 - x_2 - \Delta) - C_0(x_1 - x_2) + P_0 \sin \omega t; \quad (1)$$

$$M\ddot{x}_2 = C(x_1 - x_2 - \Delta) - C_0(x_1 - x_2). \quad (2)$$

У другому випадку вони мають вигляд:

$$m\ddot{x}_1 = -C(x_1 - x_2 - \Delta) + P_0 \sin \omega t ; \quad (3)$$

$$M\ddot{x}_2 = C(x_1 - x_2 - \Delta). \quad (4)$$

Під час запису рівнянь не були враховані непружні опори, будемо на них зважати при розгляді резонансних коливань [7–9]. Рівняння (1)–(4) приведемо до простішого вигляду:

$$m\ddot{x}_1 + M\ddot{x}_2 = P_0 \sin \omega t , \quad (5)$$

для руху в контактї

$$\ddot{x} = -\frac{C_a + C}{m} \cdot \frac{M + m}{M} \cdot x + \frac{\Delta C}{m} \cdot \frac{M + m}{M} + \frac{P_0}{m} \sin \omega t , \quad (6)$$

для руху у відривї

$$\ddot{x} = -\frac{C}{m} \cdot \frac{M + m}{M} \cdot x + \frac{\Delta C}{m} \cdot \frac{M + m}{M} + \frac{P_0}{m} \sin \omega t , \quad (7)$$

тут  $x = x_1 - x_2$  – координата маси  $m$  щодо маси  $M$ .

Диференціальне рівняння (5) описує рух центру мас системи; воно справедливе для кожного із двох можливих етапів її руху. Диференціальні рівняння (6) і (7) описують рух маси  $m$  щодо маси  $M$ .

У випадку вільних коливань рівняння (5) встановлює тільки відношення між переміщеннями маси  $m$  і маси  $M$ .

Рівняння (6) і (7) представимо у вигляді:

$$\ddot{x} + \lambda_0^2 x = \lambda^2 \Delta ; \quad (8)$$

$$\ddot{x} + \lambda^2 x = \lambda^2 \Delta , \quad (9)$$

де

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{C_0 + C}{m} \cdot \frac{M + m}{M}} \quad \text{та} \quad \lambda = \sqrt{\frac{C}{m} \cdot \frac{M + m}{M}} . \quad (10)$$

Будемо відраховувати  $t$  на кожному із двох етапів руху маси  $m$  від нуля. Тоді початкові умови для руху в контактї із прокладками і у відривї від них запишуться так:

$$X = 0, \quad \dot{x} = -v \quad \text{при} \quad t = 0; \quad (11)$$

$$X = 0, \quad \dot{x} = v \quad \text{при} \quad t = 0, \quad (12)$$

тут  $v$  – абсолютне значення швидкості маси  $m$  щодо маси  $M$  на початку кожного етапу руху.

Використовуючи (8)–(12), знайдемо:

для руху в контактї

$$\dot{x} = \frac{\lambda^2}{\lambda_0} \Delta \sin \lambda_0 t - v \cos \lambda_0 t , \quad (13)$$

для руху у відривї

$$\dot{x} = \lambda \Delta \sin \lambda t - v \cos \lambda t . \quad (14)$$

Позначимо через  $2t_1$  тривалість руху маси  $m$  у контактї з прокладками і через  $2t_2$  – у відривї від них. У моменти  $t_1$  і  $t_2$  швидкість руху маси  $m$  щодо маси  $M$  дорівнює нулю. Враховуючи це, з (13) і (14) знайдемо:

$$t_1 = \frac{\pi}{2\lambda_0} - \frac{1}{\lambda} \arctg \frac{\lambda}{\lambda_0} f ; \quad (15)$$

$$t_2 = \frac{\pi}{2\lambda} - \frac{1}{\lambda} \arctg f , \quad (16)$$

де:

$$f = \frac{\Delta\lambda}{v}. \quad (17)$$

Період вільних коливань складатиме:

$$T = 2(t_1 + t_2) = T_0 + T_d. \quad (18)$$

де  $T_0 = \frac{\pi}{\lambda_0} + \frac{\pi}{\lambda}$  – період вільних коливань при нульовому зазорі (нульовому натягу);

$T_d = \frac{2}{\lambda} \operatorname{tg} f - \frac{2}{\lambda_0} \operatorname{arctg} \frac{\lambda}{\lambda_0} f$  – приріст періоду, обумовлений зазором або натягом.

Очевидно, що  $T_d > 0$  при  $\Delta > 0$  і  $T_d < 0$  при  $\Delta < 0$ . Отже, зі збільшенням зазору період зростає, а зі збільшенням натягу зменшується. Виявлена залежність дає змогу передбачити, що в разі збільшення зазору відбудеться збільшення амплітуд коливання маси  $m$  і маси  $M$ , якщо пори нульовому зазорі період  $T$  менший за період вимушених коливань. В іншому разі для збільшення амплітуд буде потрібно збільшення натягу.

Для визначення  $f$  в разі резонансних коливань треба використати рівність періодів власних коливань системи і збурюючої сили маси  $m$ :

$$\frac{2\pi}{\omega} = \frac{\pi}{\lambda_0} + \frac{\pi}{\lambda} + \frac{2}{\lambda} \operatorname{tg} f - \frac{2}{\lambda_0} \operatorname{tg} \frac{\lambda}{\lambda_0} f, \quad (19)$$

використовуючи розв'язок рівнянь (8) і (9), неважко отримати вираз для найбільшого переміщення  $a_0$  маси  $m$  в контакт з прокладками і найбільшого переміщення  $a$  у відриві від них:

$$a_0 = \frac{\lambda}{\lambda_0} \left( -\frac{\lambda}{\lambda_0} f + \sqrt{1 + f^2 \frac{\lambda^2}{\lambda_0^2}} \right) \frac{\Delta}{f}; \quad (20)$$

$$a = \left( f + \sqrt{1 + f^2} \right) \frac{\Delta}{f}. \quad (21)$$

Уведемо змінні

$$\tau = \omega t, \quad \eta = \frac{m\omega^2}{P_0} x. \quad (22)$$

Диференціальні рівняння (6) і (7) з урахуванням позначень (10) набудуть вигляду:

$$\ddot{\eta} + \xi_0^2 \eta = q + \sin \tau, \quad \text{при } \eta \geq 0; \quad (23)$$

$$\ddot{\eta} + \xi^2 \eta = q + \sin \tau, \quad \text{при } \eta \leq 0. \quad (24)$$

Обмежимося пошуком періодичного рішення диференціальних рівнянь (23) і (24) з періодом  $\frac{2\pi}{\omega}$ .

Подібне рішення має властивості симетрії [10, 11], тому досить знайти його за половину періоду.

Розглянемо рух маси  $m$  від моменту  $\tau = 0$  його зупинки в контакт з прокладками до моменту  $\tau = \pi$  його зупинки у відриві від прокладок. Маючи на увазі, що при відсутності непружного опору збурювальна сила маси  $m$  знаходиться в одній або протилежній фазах із рухом маси  $m$ , запишемо (23) і (24):

$$\ddot{\eta} + \xi_0^2 \eta = q - \sigma \cos \tau, \quad \text{при } \eta \geq 0; \quad (25)$$

$$\ddot{\eta} + \xi^2 \eta = q - \sigma \cos \tau, \quad \text{при } \eta \leq 0.$$

Тут  $\sigma = \pm 1$  враховує фазу вимушених коливань. Знак вибирається так, щоб було  $\eta > 0$ . При  $\tau = 0$  і  $\eta < U$  при  $\tau = \pi$ .

Граничні умови руху маси  $m$  за половину у періоді й умови переходу від руху в контакт до руху у

відриві мають вигляд:

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_0, \quad \dot{\eta} = 0, \quad \text{при } \tau = 0; \\ \eta &= \pi, \quad \dot{\eta} = 0, \quad \text{при } \tau = \pi; \\ \eta(\tau_0^-) &= \eta(\tau_0^+) = 0, \quad \dot{\eta}(\tau_0^-) = \dot{\eta}(\tau_0^+), \end{aligned} \tag{26}$$

тут  $\tau_0$  – момент відриву маси  $m$  від прокладок. Використовуючи рішення диференціальних рівнянь (25) і умови (26), знайдемо:

$$\eta_0 = b(1 - \cos \xi_0 \tau_0) - \frac{\sigma(1 - \cos \tau_0)}{\xi_0^2 - 1}; \tag{27}$$

$$\eta\pi = d[1 - \cos \xi(\tau_0 - \pi)] + \frac{\sigma(1 - \cos \tau_0)}{\xi^2 - 1}; \tag{28}$$

$$q = \xi_0^2 \left( \frac{\sigma \cos \tau_0}{\xi_0^2 - 1} - b \cos \xi_0 \tau \right), \tag{29}$$

тут

$$b = \sigma \cdot \frac{\gamma}{\xi_0} \cdot \frac{-\xi \cos \xi(\tau_0 - \pi) \sin \tau_0 + \cos \tau_0 \sin \xi(\tau_0 - \pi)}{-\xi \cos \xi(\tau_0 - \pi) \sin \xi_0 \tau_0 + \xi_0 \cos \xi_0 \tau_0 \sin \xi(\tau_0 - \pi)}; \tag{30}$$

$$b = \sigma \cdot \frac{\gamma}{\xi_0} \cdot \frac{-\xi_0 \cos \xi_0 \tau_0 \sin \tau_0 + \cos \tau_0 \sin \xi_0 \tau_0}{-\xi \cos \xi(\tau_0 - \pi) \sin \xi_0 \tau_0 + \xi_0 \cos \xi_0 \tau_0 \sin \xi(\tau_0 - \pi)}, \tag{31}$$

де

$$\gamma = \frac{\xi^2 - \xi_0^2}{(\xi_0^2 - 1)(\xi^2 - 1)}. \tag{32}$$

Амплітуда коливань маси  $m$  щодо маси  $M$  визначається формулою

$$a^0 = \frac{\eta_0 \eta_\pi}{2} \cdot \frac{P_0}{m\omega^2}. \tag{33}$$

На рис. 2а представлені графіки залежності амплітуди коливань маси  $m$  від величини зазору і натягу, побудовані для  $\xi = 0,75$  і різних  $\xi_0$ .

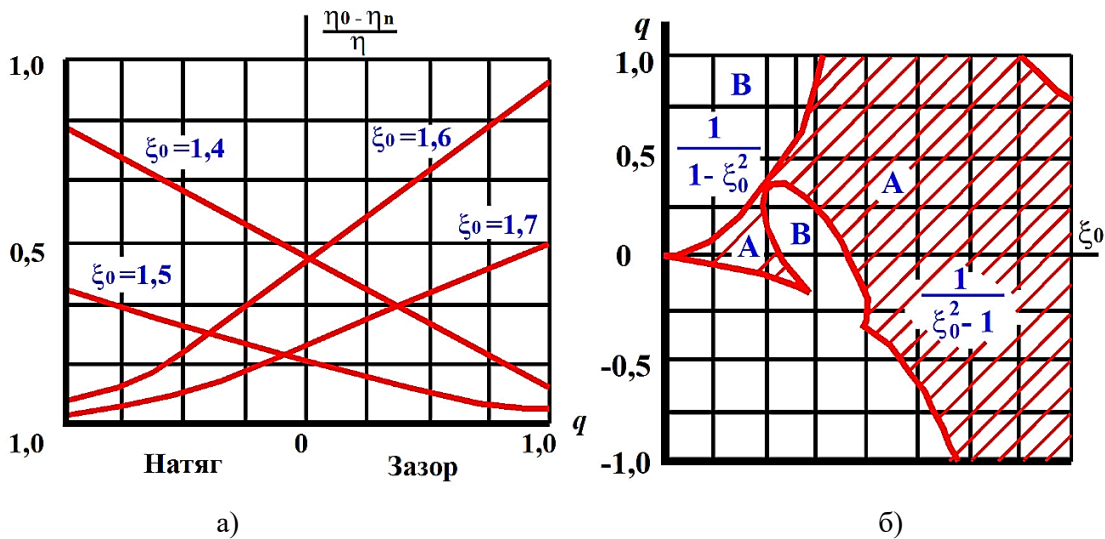


Рис. 2. Графіки залежностей безрозмірної амплітуди коливань маси  $m$  від зазору та області параметрів системи, що

відповідає стійкому руху при  $\frac{\xi}{\xi_0} = 0,5$ .

Збільшення зазору приводить до збільшення амплітуди коливань маси  $m$ , якщо  $T = \frac{\pi}{\lambda_0} + \frac{\pi}{\lambda} < \frac{2\pi}{\omega}$  чи  $\frac{1}{\xi_0} + \frac{1}{\xi} < 2$ . В іншому разі спостерігається протилежна картина. Як розрахунковий слід приймати нульовий зазор. Дійсний зазор визначиться під час налаштування системи на необхідну амплітуду коливань маси  $M$ . Саме так будуть компенсовані всі відхилення параметрів системи (слабозакріплених вантажів на кузові) від розрахункових.

### Висновки

На рис. 2, б представлена одна з карт областей стійких рухів для  $\frac{\xi}{\xi_0} = 0,5$ . Частина  $A$  площини параметрів  $q$  і  $\xi_0$ , обмежена кривими, виділеними штриховкою, відповідає стійким періодичним рухам. У неї вклинюється область  $B$  нестійких рухів і є досить малою і, як показують підрахунки, зменшується зі збільшенням відношення  $\frac{\xi}{\xi_0}$ . Отже, вивчений періодичний рух може статися при транспортуванні слабозакріплених вантажів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів спеціальності «Динаміка і міцність машин» під ред.: к.т.н., доц. О.П. Заховайко. К.: НТУУ «КПІ», 2010. 243 с.
- [2] Homer D. Eckhardt. Kinematic design of machines and mechanisms. New ork etc.: McGraw-Hill, 1998. 621 p.
- [3] Мусійко В. Д., Коваль А. Б. Теорія спеціальних землерийних машин безперервної дії. Видання друге доповнене [монографія], К.: «Видавництво Людмила», 2018. 280 с
- [4] Черевко Ю. М., Вікович І. А., Зінько Р. В. Методика числового моделювання функціонування транспортних машин із накопичувально пружно-демпфірувальними елементами. *Автошляховик України*. Науково-виробничий журнал №3 (197), 2007, Київ. С. 22-23.
- [5] James S., James C., Evans J. Modelling of food transportation systems – a review. *International Journal of Refrigeration*. 2006. № 29 (6), P. 947–957.
- [6] Черевко Ю. М., Вікович І. А., Лозовий І. С. Захист від динамічних перенавантажень незакріплених вантажів при їх транспортуванні. *Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту*. 2008, №1, С. 14-21.
- [7] Kowalczyk P. et al. Two-parameter discontinuity-induced bifurcations of limit cycles: classification and open problems. *International Journal of Bifurcation and Chaos*. 2006, T. 16, № 03, С. 601-629.
- [8] Bazhenov V. A., Pogorelova O. S., Postnikova T. G. Modification of the One-Parameter Numerical Continuation Method for Analysis of the Dynamics of Vibroimpact Systems. *Strength of Materials*. 2014, T. 46, №. 6, С. 801-809.
- [9] Leine R. I., Van Campen D. H. Discontinuous bifurcations of periodic solutions. *Mathematical and computer modelling*. 2002, T. 36, № 3, С. 259-273.
- [10] Pascal M. Dynamics and stability of a two degrees of freedom oscillator with an elastic stop. *J. Comput And Nonlinear Dynamics*. 2006, N 1, P. 94–102.
- [11] C. M. Harris, and A. G. Piersol, Harris' shock and vibration handbook, vol. 5. New York: McGraw-Hill, 2002, 509 p.

**Зінько Роман Володимирович** – д-р техн. наук, професор, професор кафедри проектування машин та автомобільного інжинірингу, e-mail: rzinko@gmail.com

Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів

**Черевко Юрій Миколайович** – канд. техн. наук, доцент кафедри автомобілів, e-mail: cherevko\_um@ukr.net

Національна академія сухопутних військ ім. Гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів

**Бешлей Андрій Іванович** – викладач, e-mail: 21-ladk@ukr.net

Львівський автомобільно-дорожний коледж Національного університету «Львівська політехніка», м. Львів

**Поляков Андрій Павлович** – д-р техн. наук, професор, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: poliakovapb1@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

**R. Zinko<sup>1</sup>**  
**Yu. Cherevko<sup>2</sup>**  
**A. Beshley<sup>3</sup>**  
**A. Polyakov<sup>4</sup>**

## **Design design of technical systems**

<sup>1</sup>Lviv Polytechnic National University

<sup>2</sup>National Academy of Ground Forces named after Hetman Petro Sagaidachnyy

<sup>3</sup>Lviv Automobile and Road College of the Lviv Polytechnic National University

<sup>4</sup>Vinnitsa National Technical University

*The improvement of the methods of reducing dynamic loads in the elements of self-propelled transport machines and transported goods is based on the results of the analysis of dynamic phenomena that occur during their operation, which is due to the growth of load, increase of working speeds, combination of loading and unloading operations with other technological operations, increase in productivity.*

*To prevent damage and ensure traffic safety, packaging and artificial cargoes are secured in car bodies, train carriages and ship holds with wire ties, thrust and spacer bars, tying and other methods.*

*But during transportation, as a result of stretching and breaking of stretch marks and pulling out of nails, goods are damaged, moving in a body, wagon or hold. Therefore, it is very important at the design stage of the fastening structure to establish the possible movement of the load, as well as to ensure it within the given limits in order to prevent damage to the load.*

*The authors proposed a method of calculating load fluctuations in the body of a truck using the example of two loads of different weights. A kinematic diagram of a self-propelled transport machine with sequential elastic coupling of transported loads was built and a study of nonlinear horizontal oscillations of a loosely secured load during the movement of the vehicle was carried out.*

*According to the results of the research, graphs of the dependences of the dimensionless amplitude of the weight of the load relative to other loads depending on the gap between the fasteners were constructed. Maps of regions of stable movements are constructed and the region of unstable movements of loads is shown. It is noted that although such an area of unstable movements is quite small, but under certain conditions of movement of the vehicle and weakly secured cargo, phenomena can occur that can cause a traffic accident.*

**Key words:** dynamic loads, cargo, cargo fluctuations, vehicle movement, cargo damage.

**Zinko Roman** – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Machine Design and Automotive Engineering, e-mail: [rzinko@gmail.com](mailto:rzinko@gmail.com)

**Cherevko Yury** – Ph. D. (Eng.), Associate Professor of the automobile department, e-mail: [cherevko\\_um@ukr.net](mailto:cherevko_um@ukr.net)

**Beshley Andrii** – teacher, e-mail: [21-ladk@ukr.net](mailto:21-ladk@ukr.net)

**Polyakov Andriy** – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Automobile and Transport Management, e-mail: [poliakovap61@gmail.com](mailto:poliakovap61@gmail.com)