

УДК 656.13

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ЩО МАЄ ДВОРІВНЕВУ НЕЛІНІЙНУ СИСТЕМУ ПІДРЕСОРЮВАННЯ

О. О. ЛАРИН^{1*}, С. А. СОКОЛОВСЬКИЙ², Р. О. КАЙДАЛОВ², В. М. БАШТОВОЙ², О.О. ВОДКА¹

¹ Кафедра динаміки та міцності машин, Національний технічний університет «Харківський Політехнічний Інститут», Харків, УКРАЇНА

² Національна академія Національної гвардії України, Харків, УКРАЇНА

*email: AlexeyA.Larin@gmail.com

АНОТАЦІЯ Стаття присвячена вивченню ефективності застосування нелінійного дворівневого підресорювання спеціальних транспортних засобів, яке спрямоване на підвищення плавності їх ходу. Наведені результати теоретичних досліджень, щодо характеристик відповідного транспортного засобу, як нелінійної системи. Побудовано математичну нелінійну дискретну динамічну модель даного транспортного засобу, на основі якої проведено серію досліджень щодо вільних коливань транспортного засобу, як консервативної нелінійної системи. Наведено результати порівняльного аналізу нелінійній компоновках при імпульсному збудженні, що прикладається до коліс даного транспортного засобу.

Ключевые слова: спеціалізовані транспортні засоби, плавність ходу, нелінійне підресорювання, системи із квазінульової жорсткістю, вільні коливання нелінійних консервативних систем

AN INVESTIGATION OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A SPECIALIZED VEHICLE WITH A DOUBLE-LEVELED SYSTEM OF NONLINEAR SUSPENSION

O. O. LARIN^{1*}, S. A. SOKOLOVSKY², R. O. KAI DALOV², V. M. BASHTOVOI², O.O. VODKA¹

¹ Dynamics and strength of machines department, National Technical University "Kharkiv Polytechnical Institute", Kharkiv, UKRAINE

² National Academy of the National Guard of Ukraine, Kharkiv, UKRAINE

ABSTRACT The work deals with the definition of an effective way of the suspension on the specialized vehicles and is aimed on improvement of the smoothness of its movement (riding comfort). A riding comfort is an important operational feature of the modern vehicles that allow to protect the passengers and goods from the influence of the vibrations during the vehicle movement. These are especially important for the transportation of the dangerous goods.

The paper presents the design scheme of specialized vehicles, which has additional level of cushioning, with the nonlinear characteristic, which has a quasi-zero stiffness in the equilibrium position. The mathematical model of the dynamic behavior of the specialized vehicles are developed as a nonlinear discrete conservative system. The results of numeric calculations of the dynamic response of the vehicle on the impact is presented based on the developed model. A vertical vibrations of the luggage platform is analyzed caused by the kinematics impact that applied on the axis of the vehicle. The load is applied on the same time on each axis of the vehicle providing vertical vibrations of vehicle's structural elements. The obtained displacement over the time demonstrates the stationary polyharmonic behavior due to the conservativeness of the model and have been analyzed on its spectral composition.

A comparative analysis of the frequencies and amplitudes of the oscillations have been carried out in the vehicle with linear and nonlinear arrangements. The obtained numeric data shows a significant reduction of the amplitudes of the vibrations and also frequencies of these vibrations that can be achieved using the nonlinear system of suspension with quasi-zero stiffness. A reduction of the amplitudes of the vibrational velocities has also been observed.

Keywords: specialized vehicles, ride smoothness, nonlinear suspension, systems with quasi-zero stiffness, nonlinear free oscillations of conservative systems

Вступ

Плавність ходу є однією з найважливіших вимог, що висуваються до сучасних транспортних засобів (ТЗ), яка, зазвичай, визначається, як сукупність властивостей ТЗ, що забезпечують віброзахист пасажирів та вантажів, які перевозяться [1]. В сучасні практики проектування ТЗ найбільшу уваги приділяють віброзахисту пасажирів. Чотири способи для об'єктивної оцінки комфорту їзди

(реакцію людини на вібрацію) використовуються сьогодні в усьому Світі. Стандарт ISO 2631 [2], в основному, використовується в Європі; BS 6841 [3] – у Великобританії. Німеччина та Австрія використовують VDI 2057 [4], а ААР [5,6] використовується в США і НАТО (NATO Reference Mobility Model (NRMM)). В усіх даних стандартах регламентуються допустимі рівні віброприскорень на окремих частотах вібрацій, що діють на людину під час її поїздки. Аналіз наведених вимог показує, що

відповідно до усіх стандартів поліпшення плавності ходу ТЗ фактично може бути досягнуто зменшенням частот вібрацій, що супроводжують рух ТЗ та амплітуд їх віброприскорень.

Окремо слід підкреслити, що вібрації, які виникають під час руху по нерівностях дороги здатні дуже небезпечно впливати також і на вантажі, що перевозяться. Тут на особливу увагу заслуговують питання перевезення небезпечних вантажів. Практично будь-яка продукція сучасної промисловості, що випускається із використанням або виділенням тих чи інших небезпечних інгредієнтів, які несуть певну загрозу життю людей та безпеці навколишнього середовища при необхідності транспортування може бути визначена як небезпечний вантаж. Вплив вібрацій на вантажі відповідної категорії може призводити до аварійно небезпечних ситуацій [7 – 10]. Окреме місце у перевезенні вантажів належить проблемі транспортування від місця знаходження до пункту утилізації різних боєприпасів, мін та інших вибухонебезпечних предметів [11], що є особливо актуальним для сучасної України.

Слід відзначити, що поліпшення плавності ходу дозволяє знизити вібрації, які діють на вантаж під час його транспортування.

В сучасних наукових працях багато уваги приділяється створенню нових систем підресорювання із нелінійними характеристиками жорсткості або демпфірування [12 – 16]. Серед різних ідей, стосовно забезпечення високої плавності ходу ТЗ із нелінійною підвіскою на окрему увагу заслуговують системи, які реалізують віброізоляцію вантажів, що може бути досягнуто суттєвим зменшенням динамічних реакцій у підвісці ТЗ. Зменшити динамічну реакцію в коливальній системі можливо шляхом зменшення жорсткості пружинних елементів в цій системі [17]. Досягнути суттєвого зменшення жорсткості підвіски із збереженням її несучої спроможності та компактних розмірів може бути досягнуто з використанням пружинних блоків, з нелінійною характеристикою. Найбільшу практичну цінність тут мають системи із квазінульовою жорсткістю.

В даній роботі представлено результати теоретичного моделювання динамічних характеристик спеціалізованого транспортного засобу з такою дворівневою системою підресорювання, як консервативної нелінійної системи.

Побудова моделі ТЗ із нелінійним дворівневим підресорюванням

В роботі пропонується розглянути ТЗ, який на відміну від традиційних конструкцій має додаткову систему підресорювання, що забезпечує квазінульову жорсткість підвішування вантажів.

Розглядається двовісний колісний ТЗ, який умовно складається з несучої рами (кузова) та

ватажної платформи на якій розташовується вантаж для перевезень (рис. 1).

Рама (кузов) ТЗ забезпечена традиційним лінійним підресорюванням, в той час як вантажна платформа має додаткову ступінь підресорювання, яка монтується до рами за допомогою пружинного блоку. Даний блок пропонується виконати у формі ферми Мізеса (рис. 2), що має нелінійну характеристику із областю, яка реалізує стан квазінульової жорсткості.

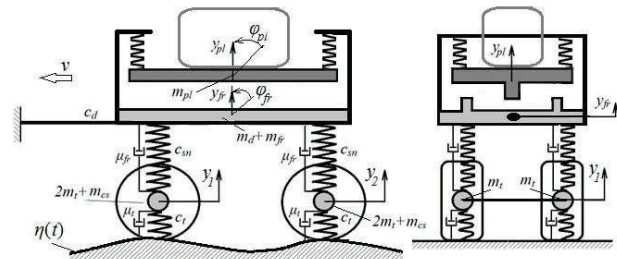


Рис. 1 – Дискретна модель ТЗ із дворівневою системою підресорювання

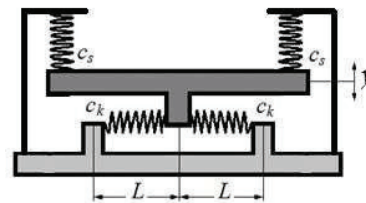


Рис. 2 – Конструктивна реалізація другого рівня підресорювання, що виконана у формі ферми Мізеса

Нелінійна характеристика даної системи сформована геометричними співвідношеннями між деформацією горизонтальних пружин та вертикальними переміщеннями. Причому горизонтальні пружини повинні бути попередньо у стисненому стані. Якщо ввести позначення L – довжина пружини у горизонтальному стисненому положенні, Δ – величина попереднього стиснення, c_s – жорсткість пружин вертикальних, c_k – жорсткість пружин горизонтальних, y – вертикальне переміщення платформи із вантажем, то нелінійна приведена пружна сила, що виникатиме в пружинному блоці матиме вигляд:

$$F_{nl}(y) = c_k \cdot y + c_s \cdot y \cdot \left[1 - \frac{L + \Delta}{\sqrt{L^2 + y^2}} \right] \quad (1)$$

На рис. 3 наведено графік залежності нелінійної пружної сили F_{nl} від вертикальних переміщень платформи.

Для наочності на графіку побудована лінійна пружна сила, що утворюється при демонтажі горизонтальних пружин коректорів жорсткості. Наведена залежність нелінійної пружної сили вказує на наявність області із квазінульовою жорсткістю: це інтервал переміщень $\pm 0,05$ м. Крім того в межах переміщень $\pm 0,3$ м горизонтальні коректори забезпечують меншу пружну силу ніж лінійна

компоновка без коректорів жорсткості. Окремо слід зазначити, що із збільшенням можливих переміщень жорсткість даної системи різко зростає, що призведе до протилежного відносно віброізоляції ефекту.

Слід також відмітити, що нелінійна характеристика матиме область із квазінульовою жорсткістю лише у випадку, якщо жорсткості пружин та їх попереднє стискання будуть у раціональному співвідношенні:

$$c_s L = c_k \Delta. \quad (2)$$

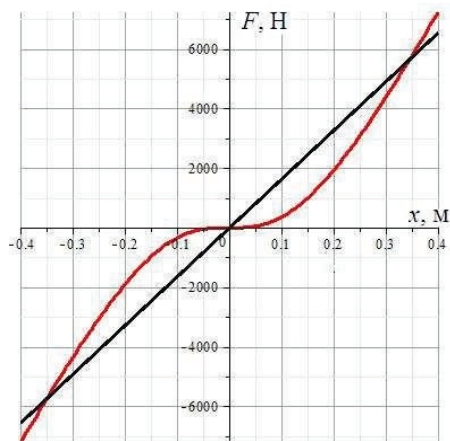


Рис. 3 – Нелінійна характеристика пружної сили у фермі Мізеса

Характеристики спеціалізованого ТЗ, що має дворівневу систему підресорювання, можна знайти з аналізу консервативної дискретної нелінійної системи, схема якої наведена на рис. 1. Диференційні рівняння, що представляють дану модель представлено системою (3).

В системі рівнянь використано позначення, які представлені на схемі на рис. 1, а також додатково введено позначення L_0 для загальної довжини ТЗ, $m_1=2m_r+m_{cs}$ – для маси передньої колісної вісі, яка складається з маси двох коліс та осі, аналогічно для маси задньої колісної вісі $m_2=m_1$, $m_3=m_{fr}+m_d$ позначимо для сумарної маси рами та розмішеного на ній обладнання (без врахування вантажної платформи і вантажу), які розглядаються в даній роботі окремо: $m_4=m_{pl}+m_l$. Також моменти інерції для рами і для вантажної платформи з вантажем позначено I_1 та I_2 .

Представлена система диференційних рівнянь розраховувалась чисельним методом Рунге-Кути 4 порядку. При цьому завдавалось одночасне кінематичне навантаження на обидві колісні осі, що відповідають одночасному переїзду на швидкості 5 км/год колесами ТЗ одиночної нерівності, яка має форму пів-сіноса з висотою та шириною 5 см. Таке навантаження є суттєвою ідеалізацією та не відповідає дійсності проте дозволяє проаналізувати породжуючи динамічні характеристики.

На рис. 4 наведено результати розрахунку моделі, як залежності в часі.

На рис. 5 спектр цього рішення, який обуб отриманий швидким перетворенням Фур'є.

$$\begin{cases} m_1 y_1 + (c_w + c_{sn1}) y_1 - c_{sn1} y_{fr} + \frac{L_0}{2} c_{sn1} \varphi_1 = c \eta_1(t) \\ m_2 y_2 + (c_w + c_{sn2}) y_2 - c_{sn2} y_{fr} - \frac{L_0}{2} c_{sn2} \varphi_1 = c \eta_2(t) \\ m_3 y_{fr} - c_{sn1} y_1 - c_{sn2} y_2 + (c_{sn1} + c_{sn2}) y_{fr} + \frac{L_0}{2} (c_{sn2} - c_{sn1}) \varphi_1 - F_{NL} \left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2} (\varphi_1 - \varphi_2) \right) - F_{NL} \left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2} (\varphi_2 - \varphi_1) \right) = 0 \\ 2 \frac{I_1}{L_0} \varphi_1 + c_{sn1} y_1 - c_{sn2} y_2 + (c_{sn2} - c_{sn1}) y_{fr} + \frac{L_0}{2} (c_{sn1} + c_{sn2}) \varphi_1 + F_{NL} \left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2} (\varphi_1 - \varphi_2) \right) - F_{NL} \left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2} (\varphi_2 - \varphi_1) \right) = 0 \\ m_4 y_{pl} + F_{NL} \left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2} (\varphi_1 - \varphi_2) \right) + F_{NL} \left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2} (\varphi_2 - \varphi_1) \right) = 0 \\ 2 \frac{I_2}{L_0} \varphi_2 - F_{NL} \left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2} (\varphi_1 - \varphi_2) \right) + F_{NL} \left(y = x_{pl} - x_{fr} + \frac{L_0}{2} (\varphi_2 - \varphi_1) \right) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

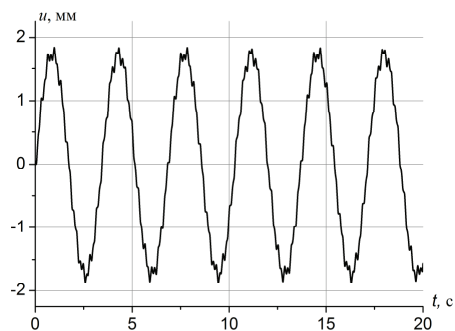


Рис. 4 – Коливання вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані чисельно для консервативної нелінійної моделі)

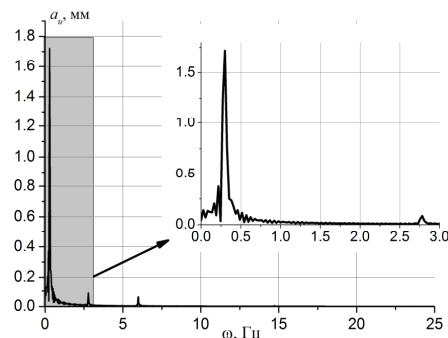


Рис. 5 – Спектр вертикальних коливань вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані для консервативної нелінійної моделі)

Аналіз спектру показує, що в нелінійній системі внаслідок одночасного імпульсного збурення, яке прикладалось кінематично до коліс ТЗ виникає майже гармонічний відгук в центрі вантажної платформи разом із вантажем. Основна гармоніка складає 0.5 Гц, а також можна спостерігати дві супроводжуючої гармоніки 2.8 Гц та друга 6 Гц амплітуди яких на порядок менші.

В роботі проводились відносні порівняльні дослідження окремо для лінійної (без ферми Мізеса) та нелінійної моделей.

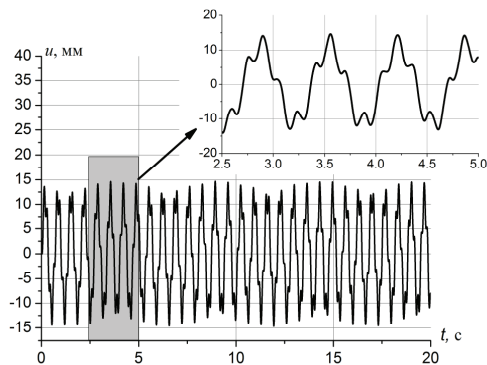


Рис. 6 – Коливання вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані чисельно для консервативної лінійної моделі)

Аналіз спектру (рис. 7) показує, що в лінійній системі внаслідок одночасного імпульсного збурення, яке прикладалось кінематично до коліс ТЗ відбуваються виражені бігармонічні коливання центру вантажної платформи разом із вантажем. Перша гармоніка складає 1.5 Гц, а друга 6 Гц.

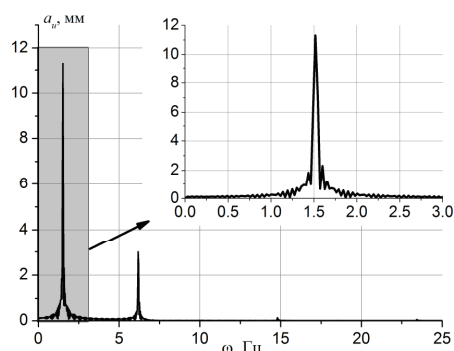


Рис. 7 – Спектр вертикальних коливань вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані для консервативної лінійної моделі)

Порівняльний аналіз отриманих результатів для лінійної та нелінійної систем показує, що відгук на вантаженій платформі на кінематичне збудження, що прикладається на колесах ТЗ в нелінійній системі менше ніж в лінійній у понад 7 разів.

Крім цього зазначена нелінійна система підресорювання покращує плавність перевезення вантажу, оскільки основна частота його коливань також знижується в 3 рази з 1.5 Гц до 0.5 Гц.

Отримані розв'язки методом Рунге-куті дозволили також отримати швидкості вертикальних коливань вантажу (платформи з вантажем). На рис. 8 представлено відповідні часові залежності, що отримані для нелінійної та лінійної систем.

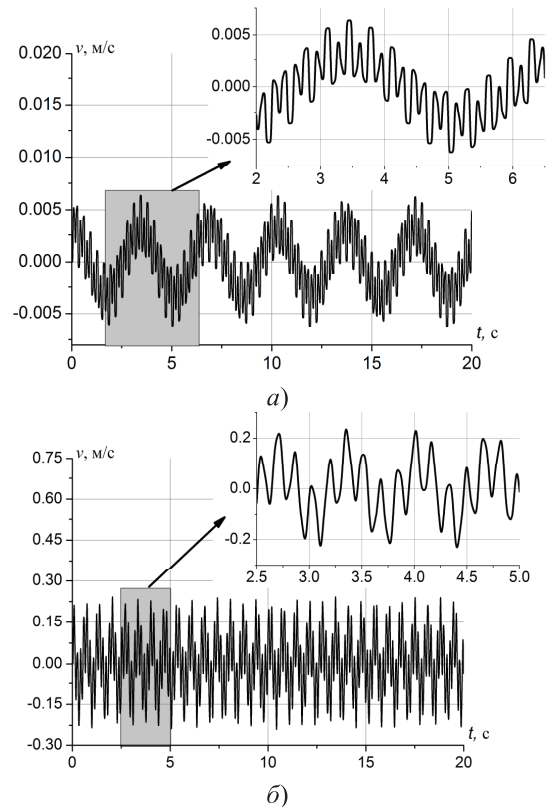


Рис. 8 – Швидкість коливання вантажної платформи, що виникають при імпульсному збуренні (отримані для консервативної лінійної (а) та нелінійної (б) моделей)

Порівняння цих результатів, показує, що амплітуди швидкості коливань в нелінійній моделі в 35 разів менші в порівнянні до коливань лінійної системи.

Висновки

В статті представлено результати порівняльного аналізу теоретичних розрахунків вертикальних коливань вантажної платформи спеціалізованого транспортного засобу при імпульсному кінематичному збуренні, яке прикладається одночасно на дві колісні осі з однаковою амплітудою.

Встановлено, що нелінійне підресорювання забезпечує у понад 7 разів менші амплітуди вертикальних коливань у порівнянні з дворівневим лінійним, а також забезпечує зменшення частоти основної гармоніки коливань у 3 рази від 1,5 Гц до 0,5 Гц.

Таким чином, нелінійне підресорювання забезпечує кращі характеристики плавності ходу

спеціалізованого транспортного засобу як в амплітудному, так і в частотному вимірі.

Список літератури

- 1 **Волков В. П.** Теорія руху автомобіля: Підручник / **В. П. Волков, Г. Б. Вільський** – Суми: Університетська книга. – 2010. – 320 с.
- 2 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part 1: General requirements, ISO 2631-1, 2nd ed. The International Organisation for Standardisation, 15 July; 1997. P.S. Els / Journal of Terramechanics 42 (2005) 47–64 63
- 3 British Standard Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock, BS 6841. British Standards Institution. – 1987.
- 4 **Hohl G.H.** Ride comfort of off-road vehicles / **G.H. Hohl** // *Proc. of the 8th international conference of the ISTVS*, Cambridge, England. – August 5-11. – 1984, vol. I of III.
- 5 **Pradko F.** Vibration comfort criteria / **F. Pradko, R.A. Lee** // *Society of Automotive Engineers (SAE)*. – *Technical Paper 660139*, Warrendale. – 1966.
- 6 Human exposure to mechanical vibrations whole-body vibration, Verein Deutcher Ingenieure. – VDI 2057. – September 2002.
- 7 ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva // режим доступу: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf
- 8 European Commission. (2006). European road safety action pro-gramme mid-term review. Brussels: European Commission // [Web]: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm
- 9 **Nijol Batarlien** Accident probability risk factors of hazardous freight transportation / **Nijol Batarlien** // *Proc. of the 12th International Conference "Reliability and Statistics in Transportation and Communication" (Rel-Stat'12)*. Riga, Latvia. – 17-20 October 2012. – P. 122-127
- 10 **C.H. Skorna** Risk and loss prevention within the transport chain / **Alexander C.H. Skorna, Christoph Bode, Markus Weiss** // *Proc. of 20th International Conference on Management of Technology Risk and loss prevention within the transport chain*. – Florida, 10-14 April 2011. – P. 16.
- 11 **Соколовский С.А.** Проблема транспортировки опасных грузов / **Калиновский А.Я., Соколовский С.А.** // *Об'єднання теорії та практики – залог підвищення постійної готовності оперативно-рятувальних підрозділів до виконання дій за призначенням. Матеріали VIII науково-технічної конференції*. – Харків: НУЦЗУ. – 2011. – С. 52 – 53
- 12 **Elmadany, M. M.** On a subclass of nonlinear passive and semi-active damping for vibration isolation / **M. M. Elmadany and A. El-Tamimi** // *Computers & Structures*. – 1990. –Vol. 36. No. 5. – pp. 921-931
- 13 **Chavan, S. P.** Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters / **S. P. Chavan, S. H. Sawant, J. A. Tamboli** // *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, February, 2013. – PP: 39-45
- 14 **M. Daniel da Silva** Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model / **Motta Daniel da Silva, Zampieri Douglas**

- Eduardo** // *Proc. of COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical engineering*, November 6-11, 2005, Ouro Pre-to, MG
- 15 **Younesian, D.** Numerical and Experimental Analysis of NonlinearPar-abolic Springs Employed in Suspension System of freight cars / **D. Younesian, M. S. Fallahzadeh** // *International Journal of Automotive Engineering*. – Vol. 4, Number 3, Sept 201. – Pp. 812-826
- 16 **Verros, G.** Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation / **G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou** // *Journal of Vibration and Control*, V.11, 2005.- Pp. 581–606
- 17 **Алабужев, П. М.** Виброзащитные системы с квазиулево́й жесткостью. / **К. М. Рагульскис, П. М. Алабужев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким** и др. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние. – 1986. – 96 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Volkov, V. P., Volkov, V. P., Vilskiy, G. B.** Theory of car movement: textbook, Sumy. Universitetska knyga, 2010, 320 p.
- 2 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration, Part 1: General requirements, ISO 2631-1, 2nd ed. The International Organisation for Standardisation, 15 July; 1997. P.S. Els / Journal of Terramechanics 42, 2005, 47-64 63
- 3 British Standard Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole body mechanical vibration and repeated shock, BS 6841. British Standards Institution; 1987.
- 4 **Hohl, G. H.** Ride comfort of off-road vehicles, *Proc. of the 8th international conference of the ISTVS*, vol. I of III, Cambridge, England, August 5-11; 1984.
- 5 **Pradko, F., Lee, R. A.** Vibration comfort criteria, *Society of Automotive Engineers (SAE)*. *Technical Paper 660139*, Warrendale, 1966.
- 6 Human exposure to mechanical vibrations whole-body vibration, Verein Deutcher Ingenieure, VDI 2057; September 2002.
- 7 ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011), New York and Geneva // режим доступу: http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf
- 8 European Commission. (2006). European road safety action pro-gramme mid-term review. Brussels: European Commission // режим доступу: http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm
- 9 **Nijol Batarlien** Accident probability risk factors of hazardous freight transportation, *Proc. of the 12th International Conference "Reliability and Statistics in Transportation and Communication" (Rel-Stat'12)*, Riga, Latvia, 17–20 October 2012, 122-127
- 10 **Skorna, C. H., Christoph Bode, Markus Weiss** Risk and loss prevention within the transport chain. *Proc. of 20th International Conference on Management of Technology Risk and loss prevention within the transport chain*, Florida, 10-14 April 2011, 16.
- 11 **Sokolovskiy, S. A., Kalinovskiy, A. Ya.** Problema transportirovki opasnykh грузов, *Ob'ednannya teorii ta praktiki – залог підвищення постійної готовності оперативно-рятувальних підрозділів до виконання дій за призначенням*

- priznachennyam*. Materiali VIII naukovo-tekhnichnoi konferentsii. Kharkiv: NUTsZU, 2011, 52 - 53
- 12 **Elmadany, M. M., El-Tamimi, A.** On a subclass of nonlinear passive and semi-active damping for vibration isolation. *Computers & Structures*, 1990, **36**(5), 921-931
 - 13 **Chavan, S. P., Sawant, S. H., Tamboli, J. A.** Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, February, 2013, 39-45
 - 14 **M. Daniel da Silva, Zampieri Douglas Eduardo** Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model, *Proc. of COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical engineering*, , Ouro Preto, MG, November 6-11, 2005
 - 15 **Younesian, D., Fallahzadeh, M. S.** Numerical and Experimental Analysis of Nonlinear Parabolic Springs Employed in Suspension System of freight cars. *International Journal of Automotive Engineering*. Sept 2014, **4**(3), 812-826
 - 16 **Verros, G., Natsiavas, S., Papadimitriou, C.** Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation, *Journal of Vibration and Control*, 2005, **11**, 581-606
 - 17 **Alabugev, P.M., Ragul'skis, K.M., Gritchyn, A.A., Kim, L.I.** Vibro-protection systems with a quasi-zero stiffness. Leningrad: Mashinostroenie, 1986, 96.

Відомості об авторах (About authors)

Ларін Олексій Олександрович – доц., к.т.н. доцент. кафедри динаміки та міцності машин, Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»

Oleksiy Larin, Docent, Associate Professor, Department of Dynamics and Strength of Machines National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine

Соколовський Сергій Анатолійович – кандидат технічних наук, проректор, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, Україна;

Sergii Sokolovsky – Ph.D, vice-Rector, National Academy of the National Guard of Ukraine, Kharkiv, Ukraine

Кайдалов Руслан Олегович – доц., к.т.н., докторант, Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, Україна;

Ruslan Kaidalov – Ph.D, postdoctoral, National Academy of the National Guard of Ukraine, Kharkiv, Ukraine

Баштовий Володимир Михайлович – Національна академія Національної гвардії України, м. Харків, Україна;

Volodymyr Bashtovyi – National Academy of the National Guard of Ukraine, Kharkiv, Ukraine

Водка Олексій Олександрович – доц., к.т.н., доцент. кафедри динаміки та міцності машин, Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»

Oleksii Vodka – Docent, Associate Professor, Department of Dynamics and Strength of Machines National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Ларін О. О. Дослідження динамічних характеристик спеціалізованого транспортного засобу, що має дворівневу нелінійну систему піддресорювання / О. О. Ларін, С. А. Соколовський, Р. О. Кайдалов, В. М. Баштговой, О.О. Водка // *Вестник НТУ «ХПИ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* – Харків: НТУ «ХПИ». – 2015. – № 62 (1171). – С. 17-22. – ISSN 2079-5459

Please cite this article as:

Larin O., Sokolovsky S., Kaidalov R., Bashtovyi V., Vodka O. An investigation of the dynamic characteristics of a specialized vehicle with a double-leveled system of nonlinear suspension. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015, **62** (1171), 17-22. – ISSN 2079-5459.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Ларин А. А. Исследование динамических характеристик специализированного транспортного средства с двухуровневой нелинейной системой поддресоривания / А. А. Ларин, С. А. Соколовский, Р. О. Кайдалов, В. М. Баштговой, А.А. Водка // *Вестник НТУ «ХПИ», Серія: Новые решения в современных технологиях.* – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2015. – № 62 (1171). – С. 17-22. – ISSN 2079-5459

АННОТАЦІЯ Стаття посвячена изучению эффективности применения нелинейного двухуровневого поддресоривания специальных транспортных средств, которое направлено на повышение плавности их хода. Приведены результаты теоретических исследований характеристик соответствующего транспортного средства, как нелинейной системы. Построена математическая нелинейная дискретная динамическая модель данного транспортного средства, на основе которой проведена серия исследований свободных колебаний транспортного средства, как консервативной нелинейной системы. Приведены результаты сравнительного анализа по частотам и амплитудам колебаний которые устанавливаются в транспортном средстве в линейной и предложенной двухуровневой нелинейной компоновках при импульсном возбуждении, которое прикладывается к колесам данного транспортного средства.

Ключевые слова: специализированные транспортные средства, плавность хода, нелинейное поддресоривание, системы с квазиулевыми жесткостями, свободные колебания нелинейных консервативных систем

Поступила (received) 12.12.2015