

УДК 656.13

Р. О. Кайдалов, В. М. Баштовий, О. О. Ларін, О. О. Водка

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОЦІНЮВАННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З НЕЛІНІЙНИМ ПІДРЕСОРЮВАННЯМ ПРИ РУСІ ПО БЕЗДОРІЖЖЮ

Стаття присвячена вивченню ефективності застосування нелінійного дворівневого підресорювання спеціальних транспортних засобів, яке спрямоване на підвищення плавності їх ходу. Наведені результати дорожніх випробувань спеціалізованого транспортного засобу на дорозі без покриття (бездоріжжя) у двох варіантах конструктивної компоновки: з класичним лінійним торсіонним підресорюванням і з дворівневим нелінійним підвішуванням, яке забезпечує квазінульову жорсткість системи.

К л ю ч о в і с л о в а: спеціалізований транспортний засіб, нелінійне підресорювання, дорожні випробування, вібровимірювання, плавність ходу.

Постановка проблеми. Для перевезення вантажів в Україні використовується багато видів транспорту, серед яких не останнє місце належить автомобільному. При проектуванні автомобільних транспортних засобів (ТЗ), особлива увага приділяється безпеці перевезень, що є вкрай важливим при перевезенні небезпечних вантажів. З метою забезпечення безпеки перевезень контролюють плавність ходу ТЗ – сукупність властивостей, що забезпечують віброзахист пасажирів, вантажів, які перевозять, та власних агрегатів [1]. Вібрації, що виникають під час руху по нерівностях дороги, здатні дуже небезпечно впливати на вантажі відповідної категорії та призводити до аварійно небезпечних ситуацій [2 – 5].

Слід відзначити, що поліпшення плавності ходу дозволяє знизити вібрації, які діють на вантаж під час його транспортування. Окреме місце у перевезенні вантажів належить проблемі транспортування від місця їх знаходження до пункту утилізації різних боєприпасів та інших вибухонебезпечних предметів [6], що є особливо актуальним для сучасної України.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для транспортування зазначених об'єктів зазвичай використовуються спеціалізовані візки-причепа (спеціалізовані транспортні засоби – СТЗ), оснащені ресорним підвішуванням [6]. На жаль, традиційні системи підресорювання візків-причепів не дозволяють забезпечити необхідний низький рівень вібраційного впливу на вантаж. В сучасних наукових працях багато уваги приділяється створенню нових систем підресорювання із нелінійними характеристиками жорсткості або демпфірування [7 – 11]. 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 пружних елементів в цій системі [12]. Для звичайних пружин відповідна зміна жорсткості із збереженням несучої спроможності вимагає істотного збільшення розмірів. Проте використання пружин (або спеціально сконструйованих пружинних блоків) з нелінійною характеристикою дозволяє отримати певний проміжок роботи системи з суттєво малою жорсткістю та збереженням компактних розмірів і необхідної несучої спроможності. Такі системи прийнято називати системами із квазінульовою жорсткістю.

У працях [13, 14] запропоновано конструкцію СТЗ з додатковою ступінню підресорювання, що повинна забезпечувати віброізоляцію вантажу. Однак технічна реалізація даної конструкції має низку недоліків: СТЗ являє собою одновісний причеп, який не забезпечує необхідну стійкість щодо можливих кутових коливань вантажної платформи; вантажна платформа спирається на м'які пружини стиску, які для більшої стійкості рухаються по напрямних; таке спирання неминуче поєднується із виникненням зон тертя, що погіршує віброізоляцію платформи. Таким чином, актуальним є удосконалення системи другого рівня підресорювання та в цілому конструкції СТЗ.

Мета статті полягає у визначенні ефективності нелінійної системи дворівневого підресорювання СТЗ шляхом порівняльного аналізу результатів дорожніх випробувань. У ході роботи необхідно визначити вібраційні характеристики верхньої платформи СТЗ з різними конструкціями підресорюванням при русі по дорозі без покриття.

Виклад основного матеріалу. Конструкція дослідного зразка СТЗ із додатковою системою підресорювання, яка має квазінульову жорсткість, являє собою двовісний несамохідний візок, якого причіплюють до легкових автомобілів. Конструкція складається з двох колісних осей, несучої рами (кузова), ватажної платформи, на якій розташовується вантаж, та двох рівнів підресорювання (рис. 1).

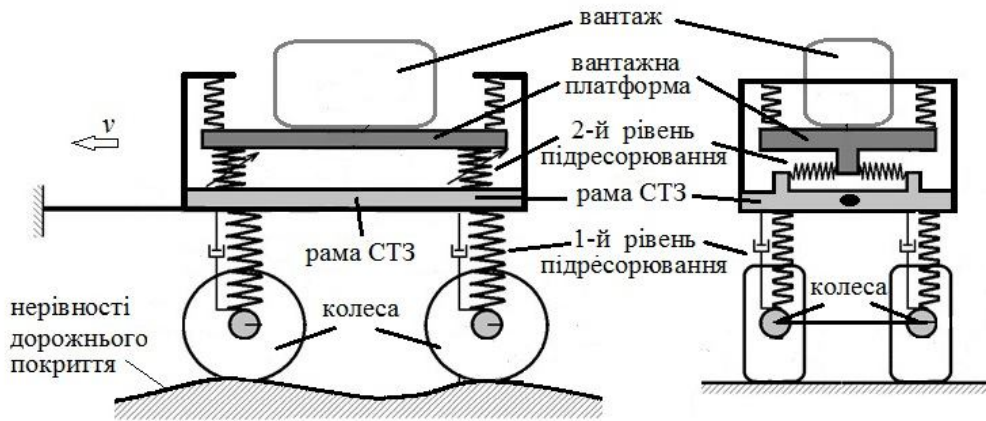


Рис. 1. Схема конструкції СТЗ, що досліджується

Перший рівень підресорювання в конструкції має лінійну характеристику, що є традиційним для автомобілебудування (СТЗ, оснащений лише одним рівнем підресорювання, являє собою класичний причіп легкового автомобіля).

Для реалізації другого рівня підресорювання на рамі причепа змонтована за допомогою пружинного блока вантажна платформа, на якій закріплюють небезпечний вантаж, що перевозять. Пружинний блок має нелінійну характеристику із областю, що реалізує стан квазінульової жорсткості.

Конструктивно такий блок був створений з циліндричних пружин стиснення, які утворювали між собою ферму Мізеса (рис. 1).

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 вертикальних пружин; c_k – жорсткість горизонтальних пружин; y – вертикальне переміщення платформи із вантажем, то нелінійна зведена пружна сила, що виникатиме в пружинному блоці, матиме такий 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. 2 наведено графік залежності нелінійної пружної сили F_{nl} від вертикальних переміщень платформи.

Для наочності на графіку побудована лінійна пружна сила, що виникає при демонтажі горизонтальних пружин коректорів жорсткості. Величини жорсткості та геометричні розміри взяті відповідно до величин, що застосовані у дослідному зразку СТЗ.

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.

Також зауважимо, що нелінійна характеристика матиме область із квазінульовою жорсткістю лише у випадку, якщо

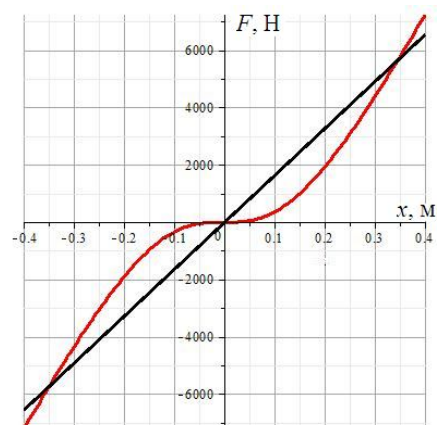


Рис. 2. Графік залежності F_{nl} від вертикальних переміщень платформи

жорсткості пружин та їх попереднє стискання будуть у раціональному співвідношенні

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

З метою проведення експериментальних досліджень створено дослідний зразок СТЗ (рис. 3).



Рис. 3. Фотографія дослідного зразка СТЗ для перевезення небезпечних вантажів під час випробувань

Для вимірювання віброприскорень, що виникають під час проведення дорожніх випробувань СТЗ, використовувався комплекс “Ультра-В-І” [15]. Він складається з первинного вимірювального сенсора, який через підсилювач з’єднано з аналого-цифровим перетворювачем. Дані з перетворювача надходять до ЕОМ, де і відбувається їх подальша обробка. У комплексі використовуються акселерометр ADXL250 виробництва компанії Analog device (США) і аналого-цифровий перетворювач ADA-1406 – Холіт Дейта Системз (Україна).

Дослідження вібраційного стану під час руху СТЗ проводилось на прямолінійній ділянці дороги без покриття при швидкості руху 10 км/год.

Для дослідження ефективності роботи окремих ступенів підресорювання ТЗ вимірювання вібрації під час руху проводилось на двох типах підресорювання:

- із дворівневим нелінійним підресорюванням (вантажна платформа вивішувалась на рамі СТЗ за допомогою нелінійних пружинних блоків);
- із однорівневим лінійним підресорюванням (вантажна платформа жорстко фіксувалась на рамі СТЗ болтовими з’єднаннями).

Датчик для вимірювання віброприскорень встановлювався у центрі верхньої платформи, безпосередньо під вантажем, що транспортується (рис. 4). Після вимірювання засобами комплексу [15] дискретний сингал віброприскорень a_k був двічі проінтегрований, в результаті чого отримане значення вібропереміщення u_k .

Для аналізу зареєстрованих вібропереміщень проводилось визначення автокореляційної функції (3) та спектральної щільності сигналу (4). Для кількісного аналізу стаціонарних випадкових процесів широко використовується середнє квадратичне значення (СКЗ) (5). Ця величина показує середнє відхилення від математичного очікування і є величиною, нечутливою до викидів випадкового процесу.

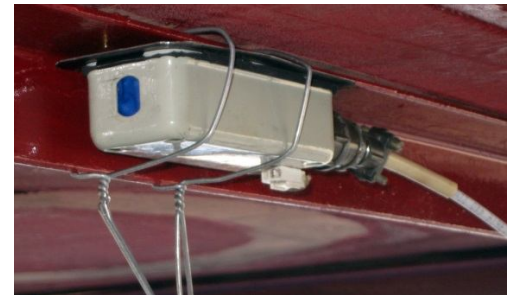


Рис. 4. Датчик для вимірювання віброприскорень, встановлений у центрі верхньої платформи

$$K_j = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N u_k u_{k+j}. \quad (3)$$

$$s_n = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} K_k \cdot \exp \left[-i \cdot \frac{2\pi}{N} nk \right]. \quad (4)$$

$$\text{СКЗ} \{u\} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^N u_i^2}. \quad (5)$$

Результати дорожніх досліджень представлені на рис. 5 та 6. Як видно, використання СТЗ з нелінійним підресорюванням при русі по бездоріжжю зменшує СКЗ віброприскорень у 1,6 разу, порівняно з однорівневим підресорюванням.

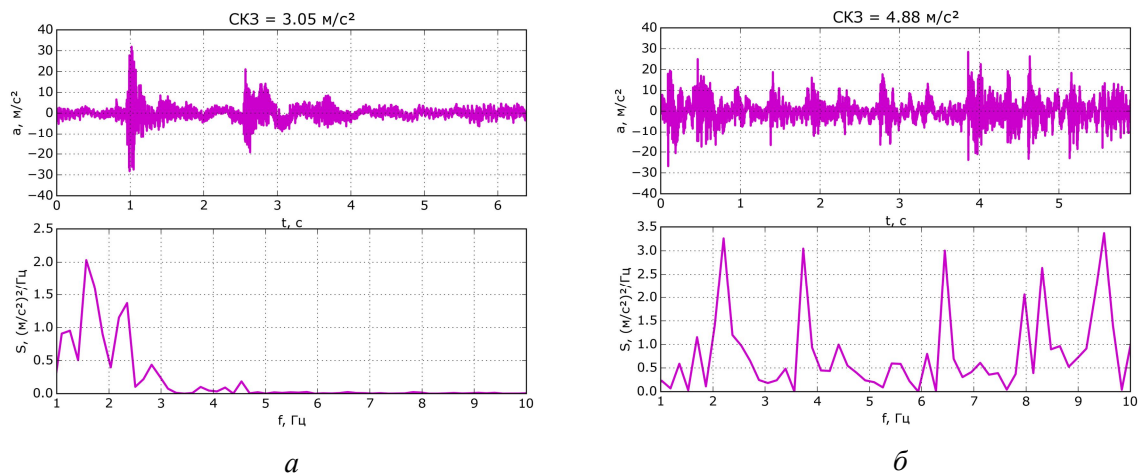


Рис. 5. Віброприскорення та їх спектральна щільність на верхній платформі при русі по бездоріжжю з різними системами підресорювання: *а* – нелінійне дворівневе; *б* – лінійне однорівневе

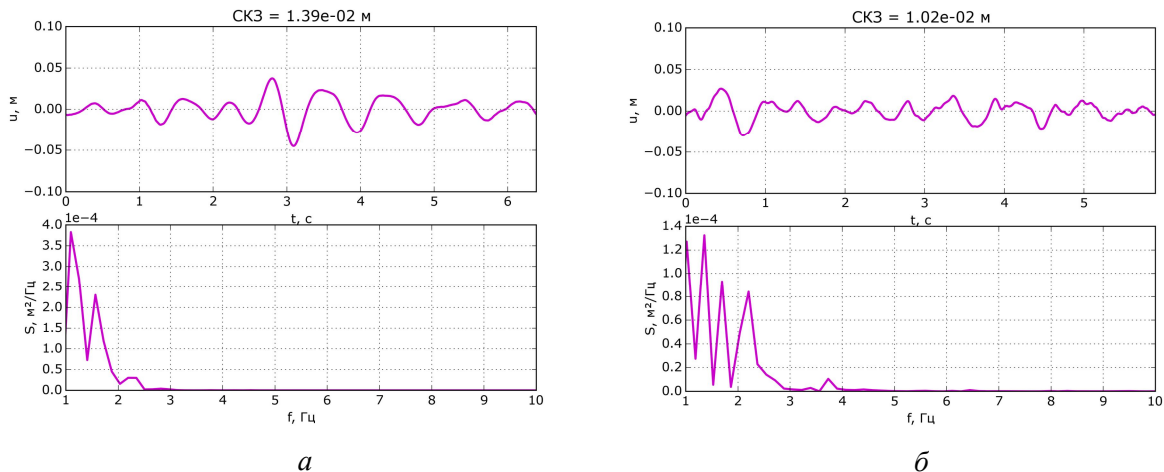


Рис. 6. Вібропереміщення та їх спектральна щільність на верхній платформі при русі по бездоріжжю з різними системами підресорювання: *а* – нелінійне дворівневе; *б* – лінійне однорівневе

Під кожним зареєстрованим сигналом віброприскорень на рисунках наведено їх спектральні щільності. Порівнювальний аналіз цих характеристик показує, що в спектрах коливань систем із дворівневим нелінійним підресоренням спостерігаються лише гармоніки з частотами в межах 3 Гц. При цьому найбільшу амплітуду має гармоніка з частотою 1,75 Гц. Аналогічні результати для віброприскорень системи в класичній компоновці показують наявність гармонік із широкого діапазону частот коливань з рівними амплітудами по всьому спектру до 10 Гц, перша гармоніка має частоту 2,2 Гц.

Інтегруючи результати вимірювань, можна визначити переміщення верхньої платформи (рис. 6).

Як видно з рисунку, СКЗ переміщень у цьому випадку менше у 0,73 разу для однорівневого підресорювання, проте це не означає кращу роботу системи підвіски. За частотним складом вібропереміщення мають схожу структуру, однак для лінійного підресорювання високі частоти мають такі більші амплітуди, що для лінійного підресорювання частоти гармонік зосереджені в діапазоні 1...3 Гц, а для нелінійного – у діапазоні 1...2 Гц.

Висновки

У статті подано результати порівняльного аналізу дорожніх випробувань з визначення параметрів плавності ходу СТЗ з різними типами підресорювання при русі по бездоріжжю. Встановлено, що

нелінійне підресорювання забезпечує у 1,6 разу менші віброприскорення (СКЗ), порівняно з однорівневим лінійним, а також забезпечує краще гасіння вібрацій з високою частотою та зосереджує найбільші гармоніки коливань у діапазоні 1...3,25 Гц (1...10 Гц для лінійного підресорювання).

При аналізі переміщень платформи встановлено, що використання дворівневого нелінійного підресорювання призводить до збільшення амплітуд переміщень вантажної платформи в межах 30 %, але за частотним складом вібропереміщення для нелінійного підресорювання мають менші частоти, які зосереджені у діапазоні 1...2 Гц (1...3 Гц у лінійній класичній компоновці).

Таким чином, нелінійне підресорювання забезпечує кращі характеристики плавності ходу СТЗ як в амплітудному, так і в частотному вимірюванні.

Список використаних джерел

1. Волков, В. П. Теорія руху автомобіля [Текст] : підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми : Університетська книга, 2010. – 320 с.
2. ST/SGAC.10/1/Rev.17: Recommendations on the transportation of the dangerous goods United Nations (2011) [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/danger/publi/unrec/rev17/English/Rev17_Volume1.pdf. – Назва з екрана.
3. European Commission. (2006). European road safety action programme mid-term review [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ec.europa.eu/transport/road_safety/specialist/knowledge/postimpact/references/index_en.htm. – Назва з екрана.
4. Nijol Batarlien. Accident probability risk factors of hazardous freight transportation [Текст] / Nijol Batarlien // Proc. of the 12th International Conference “Reliability and Statistics in Transportation and Communication” (RelStat’12), 17–20 October, 2012, Riga, Latvia. – P. 122–127.
5. Skorna, A. C. H. Risk and loss prevention within the transport chain [Текст] / 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 10–14 April, 2011, Florida. – P. 16.
6. Калиновский, А. Я. Проблема транспортировки опасных грузов [Текст] / А. Я. Калиновский, С. А. Соколовский // Об’єднання теорії та практики – залог підвищення постійної готовності оперативно-рятувальних підрозділів до виконання дій за призначенням : мат-ли VIII наук.-техн. конф. – Х. : НУЦЗУ, 2011. – С. 52–53.
7. Elmadany, M M. On a subclass of nonlinear passive and semi-active damping for vibration isolation [Текст] / M. M. Elmadany, A. El-Tamimi // Computers & Structures, 1990. – Vol. 36. No. 5. – pp. 921–931.
8. Chavan, S. P. Experimental Verification of Passive Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Road Excitation with Nonlinear Parameters [Текст] / S. P. Chavan, S. H. Sawant, J. A. Tamboli // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE), February, 2013. – pp. 39–45.
9. M. Daniel da Silva. Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model [Текст] / Motta Daniel da Silva, Zampieri Douglas Eduardo // Proc. of COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical engineering, November 6–11, 2005, Ouro Preto, MG.
10. Younesian, D. Numerical and Experimental Analysis of NonlinearParabolic Springs Employed in Suspension System of freight cars [Текст] / D. Younesian, M. S. Fallahzadeh // International Journal of Automotive Engineering. Vol. 4, № 3, September, 2001. – pp. 812–826.
11. Verros, G. Design Optimization of Quarter-car Models with Passive and Semi-active Suspensions under Random Road Excitation [Текст] / G. Verros, S. Natsiavas, C. Papadimitriou // Journal of Vibration and Control. V. 11, 2005. – pp. 581–606.
12. Виброзащитные системы с квазиулевой жесткостью [Текст] / К. М. Рагульскис, П. М. Алабужев, А. А. Гритчин и др. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 96 с.
13. Калиновский, А. Я. Моделивання коливань спеціалізованого транспортного засобу, що має віброзахисну систему із квазінульовою жорсткістю під час перевезення небезпечних вантажів [Текст] / А. Я. Калиновский, О. О. Ларін, С. А. Соколовський // Вісник Севастопольського національного технічного університету. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – № 135. – С. 64–67. – (Серія “Машиноприладобудування та транспорт”).
14. Експериментальні дорожні дослідження плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресоренням [Текст] / О. О. Водка, С. А. Соколовський, О. О. Назаров, О. О. Ларін // Вісник НТУ “ХПІ”. – Х. : НТУ “ХПІ”, 2012. – № 55 (961). – С. 91–99.
15. Водка, А. А. Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора [Текст] / А. А. Водка, А. И. Трубаев, Ю. Н. Ульянов // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СХУ ім. В. Даля, 2012. – № 9 (180), ч.1. – С. 140–147.

Стаття надійшла до редакції 20.12.2015 р.