

О. О. ЛАРІН, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХП»;
О. О. ВОДКА, аспірант, НТУ «ХП»;
О. О. НАЗАРОВ, проректор, НУЦЗУ, Харків;
С. А. СОКОЛОВСЬКИЙ, здобувач, НУЦЗУ, Харків

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОРОЖНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛАВНОСТІ ХОДУ СПЕЦІАЛІЗОВАНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З НЕЛІНІЙНИМ ПІДРЕСОРЕННЯМ

В роботі представлені результати експериментальних досліджень коливань вантажу, що розміщений на спеціалізованому транспортному засобі (СТЗ) під час перевезень. Експерименти проведені у вигляді дорожніх випробувань. Конструкції СТЗ, що розглядаються має додатковий рівень підресорення з нелінійною характеристикою, що має квазінульову жорсткість. Порівняльний аналіз показав, що підресорення з квазінульовою жорсткістю дозволяє істотно знизити рівні вібрацій, а отже підвищити плавність ходу СТЗ.

Ключові слова: спеціалізований транспортний засіб, нелінійне підресорення, квазінульова жорсткість, плавність ходу.

В работе представлены результаты экспериментальных исследований колебаний груза, который размещен на специализированном транспортном средстве (СТС) во время перевозок. Эксперименты проведены в виде дорожных испытаний. Конструкции СТС, которые рассматриваются, имеют дополнительный уровень поддресорования с нелинейной характеристикой, которая имеет квазиулеву жесткость. Сравнительный анализ показал, что поддресорование с квазиулевою жесткостью позволяет существенно снизить уровни вибраций, а следовательно повысить плавность хода СТЗ.

Ключевые слова: специализировано транспортное средство, нелинейное поддресорование, квазиулевая жесткость, плавность хода.

The results of the experimental investigations of the vibrations during the transportations of the goods which are mounted on specialized vehicle (SV) are presented in the paper. As experiments the road tests have been done. The SV has additional level of cushioning with nonlinear characteristic, which has quasi-zero stiffness. Comparative analysis has shown that quasi-zero stiffness cushioning essentially reduce the level of goods vibrations, so magnifying the movement smoothing.

Keywords: specialized vehicle, nonlinear cushioning, quasi-zero stiffness, movement smoothing.

Вступ. В сучасному автомобілебудуванні велика увага приділяється зменшенню рівнів вібрацій у транспортних засобах під час перевезень. Сукупність властивостей ТЗ, що забезпечують віброзахист водія, пасажирів, вантажів, які перевозяться та власних агрегатів від впливу вібрацій, що виникають під час руху, прийнято називати плавністю ходу [1]. Забезпечення високих показників плавності ходу особливо актуально при перевезеннях небезпечних віброчутливих вантажів. Практично будь-яка галузь сучасної промисловості супроводжується використанням або виділенням тих чи інших небез-

печних інгредієнтів, які несуть певну загрозу життю людей та безпеці навколишнього середовища при необхідності транспортування може бути визначена як небезпечний вантаж. Окремо слід відзначити проблему транспортування від місця знаходження до пункту утилізації застарілих боєприпасів та інших вибухонебезпечних предметів [2].

Для транспортування зазначених об'єктів зазвичай використовуються спеціалізовані візки-причепи (спеціалізовані транспортні засоби – СТЗ), конструкція яких оснащена ресорним підвищенням [2]. Нажаль, традиційні системи підресорення візків-причепів не дозволяють отримати вібраційний вплив на вантаж на необхідному низькому рівні. В роботах [3-4] пропонується створити СТЗ, конструкція якого має додаткову ступінь підресорення, що має реалізувати віброізоляцію вантажу. Зменшення динамічної реакції в коливальній системі може бути досягнуто шляхом зменшення жорсткості пружних елементів в цій системі [5]. 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 за збереження компактних розмірів та необхідної несучої спроможності. Такі системи прийнято називати системами із квазінульовою жорсткістю.

Постановка задачі. В даній роботі розглядаються експериментальні дорожні випробовування вертикальних коливань вантажу, що розміщений на дослідному зразку СТЗ, який має дворівневу систему підресорення при чому другий рівень реалізує стан квазінульової жорсткості. Метою досліджень є визначення фактичного ефекту щодо покращення плавності ходу запропонованої системи у порівнянні із класичною конструкцією подібних причепів.

Конструкція дослідного зразку СТЗ із додатковою системою підресорення, яка має квазінульову жорсткість. Дослідний зразок СТЗ являє собою одновісний несамохідний причіп, що під'єднується до легкових автомобілів. Конструкція складається з однієї колісної вісі, несучої рами (кузова), ватажної платформи на якій розташовується вантаж та двох рівнів підресорення (рис. 1).

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

Для реалізації другого рівня підресорення на рамі причепа монтується за допомогою пружинного блоку (4, див. рис. 1) вантажна платформа на якій закріплюється небезпечний вантаж, що перевозиться. Пружинний блок має нелінійну характеристику із областю, що реалізує стан квазінульової жорсткості.

Конструктивно, даний блок був створений з циліндричних пружин стиснення, які утворювали між собою ферму Мізеса (рис. 2).

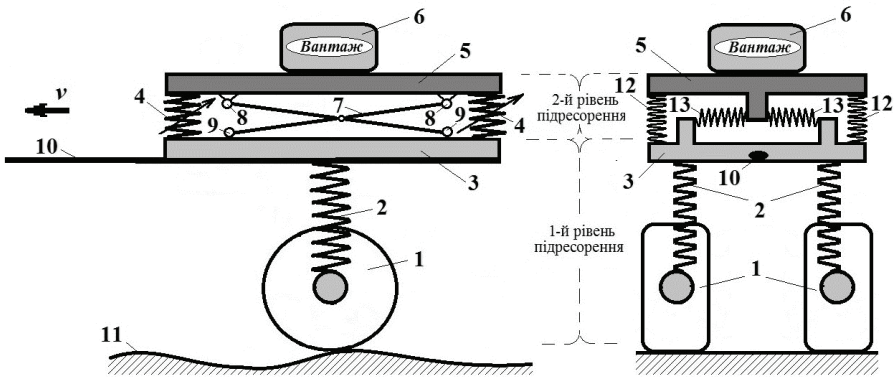


Рисунок 1 – Схема конструкції СТЗ, що досліджується:

1 – колеса візка, 2 – ресорне підвішування першого рівня (класичне), 3 – рама візка-причепа, 4 – пружинні блоки ресорного підвішування другого рівня, 5 – вантажна платформа, 6 – вантаж, 7 – важелі напрямного паралелограму, 8 – шарнірні кріплення важелів напрямного паралелограму, 9 – опорні котки (рухливі шарніри) важелів паралелограму, 10 – дишло, 11 – профіль дороги, 12, 13 – елементи пружинного блоку ресорного підвішування другого рівня

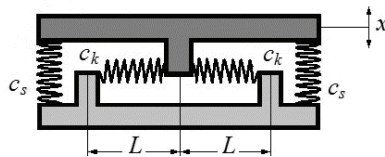


Рисунок 2 – Схема конструкції (а) та фотографія дослідного зразку (б) другої ступені ресорного підвішування, що реалізує квазінульову жорсткість

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 стискання, c_s – жорсткість пружин вертикальних, c_k – жорсткість пружин горизонтальних, x – вертикальне переміщення платформи із вантажем, то нелінійна приведена пружна сила, що виникатиме в пружинному блоці матиме вигляд:

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

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

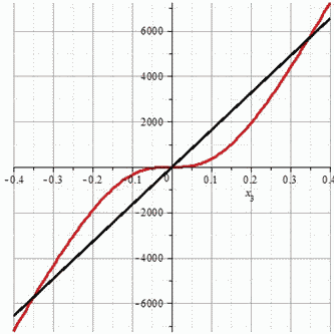


Рисунок 3 – Нелінійна пружна сила

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

Наведена залежність нелінійної пружної сили вказує на наявність області із квазінульовою жорсткістю: це інтервал переміщень $\pm 0,1$ 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 збільшення можливих

переміщень в 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:

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

Результати дорожніх випробувань вертикальних коливань вантажної платформи СТЗ. Дослідний зразок візка (із макетом небезпечного вантажу на ньому) підчас дорожніх досліджень був закріплений у якості причепа до автомобіля УАЗ, який рухався із заданою швидкістю (рис. 4). Платформа була попередньо навантажена (вантаж 100 кг), що реалізує робочі масові характеристики при перевезеннях та реалізує у системі внаслідок присутності додаткових сил тяжіння, необхідне базове положення рівноваги.

Відповідно до задач експериментальних досліджень було використано вимірювальний комплекс «Ультра-В-І» [6], який розроблений на кафедрі динаміки та міцності машин НТУ «ХПІ». Вимірювальний комплекс складається із: датчика віброприскорень, що оснащений мікроелектромеханічним ємнісним сенсором; аналого-цифрового перетворювача (АЦП) та портативного комп'ютера. «Ультра-В-І» має дійсне свідоцтво про Державну метрологічну атестацію і дозволяє проводити вимірювання віброприскорень у точці конструкції за двома напрямками.

Під час досліджень датчик вібрацій встановлювався під платформою (рис. 5). Далі через дріт датчик був під'єднаний до АЦП і комп'ютера, що знаходились в салоні автомобіля Система мала автономне акумуляторне живлення. Час безперервної роботи складав 2 години.



Рисунок 4 – Лабораторні випробовування дослідницького зразка візка



Рисунок 5 – Розміщення датчику вібрацій

Дослідження проводились на різних швидкостях руху автомобіля: 10 км/год, 20 км/год та 30 км/год. При цьому запис сигналу розпочинався після розгону автомобіля до заданої швидкості руху та тривав близько 60 секунд, що для розглянутих швидкостей дозволяло забезпечити рух чітко по прямому проміжку дороги, а разом із тим достатній інтервал вимірювань для подальшої обробки. При цьому кожен заїзд був проведений по одному й тому ж проміжку дороги у однаковому напрямку. Кожен заїзд повторювався у двох компоновках конструкції: в рамках роботи лише одного (першого) рівня підресорення, що реалізує класичний причіп для транспортування вантажів, та для конструкції цього візка з двома рівнями підресорення. На рис. 6 наведено зареєстровані сигнали.

Отримані коливання очікувано носять випадковий характер. Обробка сигналу дає можливість визначити ймовірнісні (статистичні) оцінки, причому в роботі статистичний аналіз базується на припущеннях ергодичності та стаціонарності процесу. Одним з найбільш головних та інформативних параметрів вібрацій транспортних засобів, що відображають плавність ходу є середнє квадратичне значення (СКЗ) сигналу, яке є більш стійким до супроводжуючих шумів

$$\psi_y = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N s(t_j)^2}, \quad (3)$$

де ψ_y – СКЗ; $s(t_j)$ – зареєстровані значення сигналу; N – кількість зареєстрованих значень.

Величина СКЗ вібрацій при русі із швидкістю 10 км/год складає $0,35 \text{ м/с}^2$ для класичної компоновки та $0,296 \text{ м/с}^2$ для запропонованої дворівневої, що менше на 15 %. Для візка, що рухається зі швидкістю 20 км/год

запропонована система віброізоляції дозволяє зменшити СКЗ віброприскорень у понад 25 %. У випадку руху на швидкості 30 км/год ефективність сягає близько 50 %.

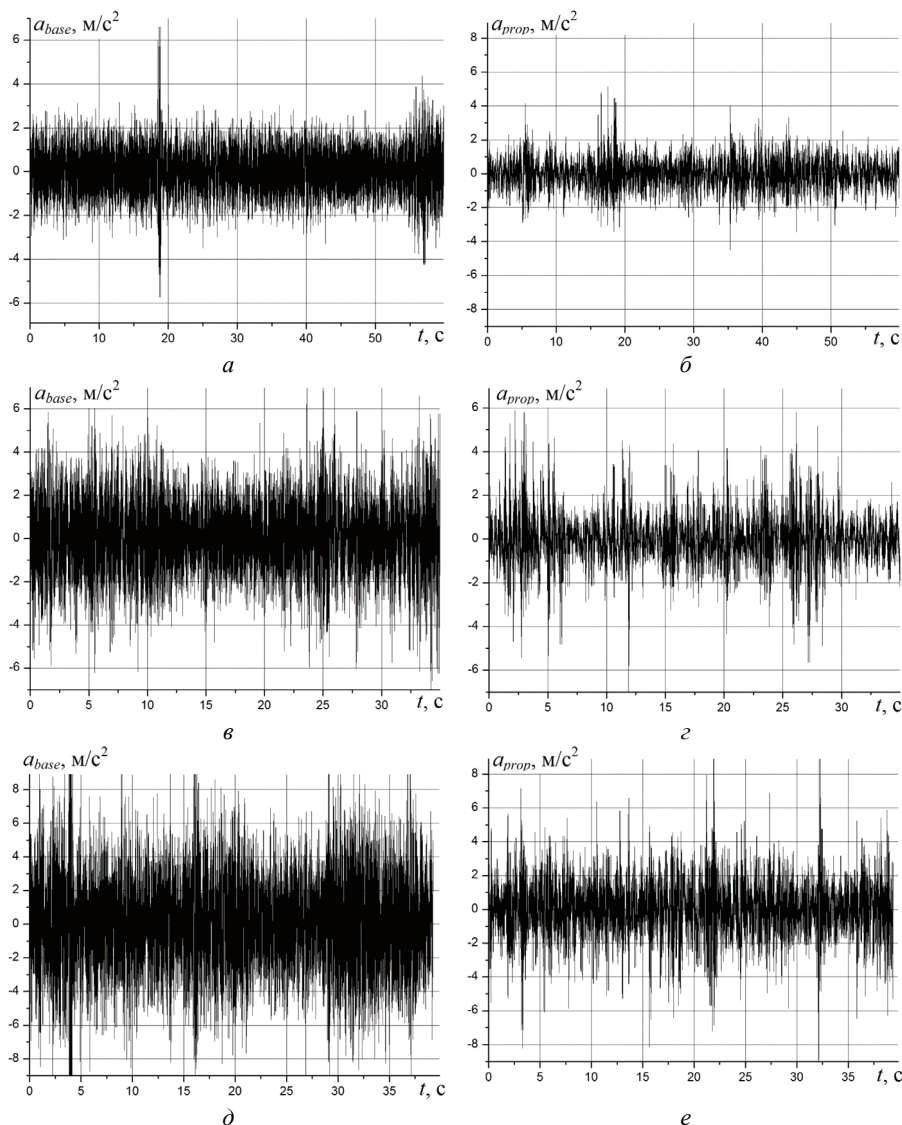


Рисунок 6 – Віброприскорення платформи візка класичної конструкції (*a*, *в*, *д*) та конструкції з двома рівнями підресорення (*б*, *г*, *е*) при русі із швидкістю *a*, *б*: 10 км/год, *в*, *г*: 20 км/год, *д*, *е*: 30 км/год.

Окрім СКЗ віброприскорень показником плавності руху можна вважати пікові значення розмаху та амплітуди коливань віброприскорень, які визначались в ході обробки результатів замірів. За цим показником ефективність на швидкості 10 км/год: 20 %, на швидкості 20 км/год: майже 15 % та на швидкості 30 км/год трохи більша за 15 %.

Узагальнення результатів, що отримані на різних швидкостях руху наведено на рис. 7.

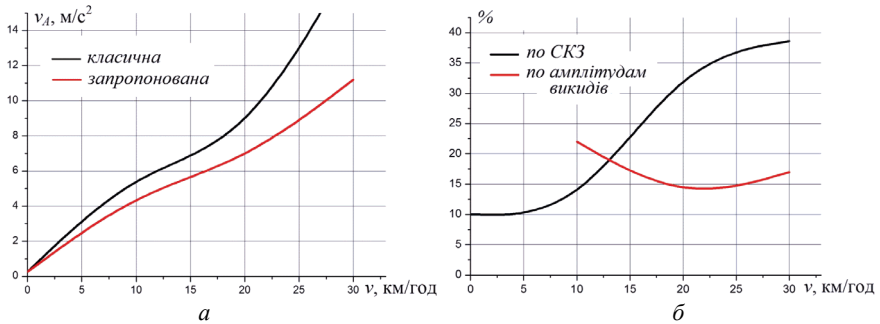


Рисунок 7 – Залежність віброприскорень (а) та відсотка покращення плавності ходу СТЗ (б) від швидкості його руху

Зареєстровані сигнали були проаналізовані також, з позиції спектральної теорії випадкових ергодичних стаціонарних функцій. За отриманими залежностями віброприскорень від часу було розраховано автокореляційну функцію. Автокореляційна функція вказує на характер впливу значення вібрації в даний момент часу, на вібрацію, що відбуватиметься через певний проміжок часу. Вона визначається як згортка сигналу з його дзеркальним зображенням:

$$K(t_1) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t)s(t_1 - t)dt, \quad (4)$$

тут t_1 – це не даний час t – проміжок часу на якому аналізується «пам'ять» вібраційного процесу. У відповідності до теореми Вінера-Хінчіна автокореляційна функція визначає енергетичний спектр сигналу (спектральну щільність), як його перетворення Фур'є:

$$S(\omega) = \int_0^{\infty} K(t_1)e^{i\omega t_1} dt_1. \quad (5)$$

Спектральна щільність є важливою характеристикою вібрацій оскільки відображує розподіл енергії коливального процесу по частотам гармонік, що утворюють цей сигнал. На рис. 8 представлено результати спектральної обробки зареєстрованих даних, що відображено у вигляді спектральних щільностей.

Загальний аналіз спектральних щільностей вказує на те, що процес який спостерігається є полігармонічним із випадковими значеннями амплітуди та

фази кожної з гармонік. При цьому для класичної конструкції є чітко визначеними три гармоніки: перша має найменшу ширину смуги тобто має найменше блуждання фази, а друга та третя – є широкосмугові, тобто мають досить істотні випадкові у часі блуждання частоти по діапазону відповідної смуги.

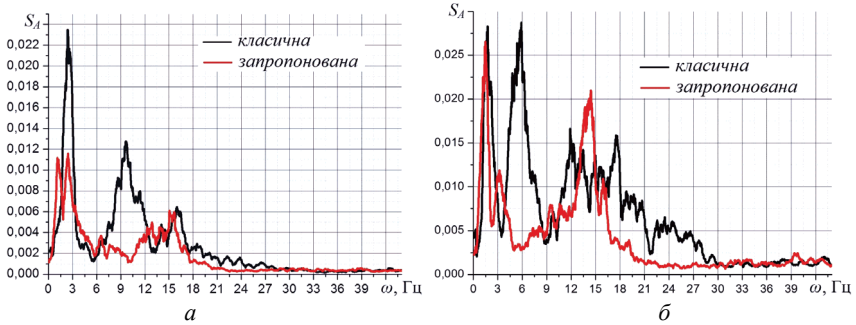


Рисунок 8 – Спектральна щільність віброприскорень платформи візка класичної (чорна крива) та запропонованої (червона крива) конструкції при русі: *а* – зі швидкістю 20 км/год; *б* – зі швидкістю 30 км/год

Порівняльний аналіз отриманих спектральних щільностей для класично-го причепа та запропонованої конструкції із дворівневим підресоренням дозволяє відзначити зміну частотного спектру. Перша гармоніка в системі з дворівневим підресоренням отримала деяке зменшення своєї частоти разом із тим відбулось збільшення ширини смуги сплеску, тобто коливання мають більш суттєве випадкове блуждання частоти та амплітуди. Важливо відмітити, що в спектральному складі СТЗ із дворівневою системою підресорення відсутня друга гармоніка базової конструкції проте істотну частку енергії має третя. Також спостерігається значне зменшення енергії коливань на гармоніках із більш високими частотами.

Висновки. У роботі представлені результати дорожніх досліджень створеного дослідного зразку СТЗ, що має дворівневу схему підресорення, яка забезпечує високу плавність ходу. При цьому розглянуті результати випробовувань СТЗ на різних швидкостях руху. Проведені узагальнюючі дослідження дозволяють зробити висновки з ефективності впровадження другого рівня нелінійного підресорення, оскільки це дозволяє вже на малих швидкостях руху на 10% знизити рівні СКЗ віброприскорень, а із збільшенням швидкості руху ефективність сягає 35% і більше. Крім того, нелінійна підвіска з квазінульовою жорсткістю покращує в середньому на 15% віброізоляційні властивості візка щодо впливу випадкових викидів, що мають місце під час транспортування небезпечних вантажів.

Список літератури: 1. *Волков В. П.* Теорія руху автомобіля: Підручник / *В. П. Волков, Г. Б. Вільський.* – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с. 2. *Соколовський С.А.* Проблема транспортування небезпечних вантажів / *А. Я. Калиновський, С. А. Соколовський* // Об'єднання теорії та практики – залог підвищення постійної готовності оперативно-рятувальних підрозділів до виконання дій за призначенням. Матеріали VIII науково-технічної конференції. – Х.: НУЦЗУ, 2011. – С. 52-53. 3. *Ларін О.О.* Моделювання коливань спеціалізованого транспортного засобу, що має віброзахисну систему із квазінульовою жорсткістю під час перевезення небезпечних вантажів / *А.Я. Калиновський, О.О. Ларін, С.А. Соколовський* // Вісник Севастопольського національного технічного університету. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – № 135. – С. 64-67. 4. *Соколовський С.А.* Побудова математичної моделі вертикальних одновісних коливань візка для транспортування небезпечних вантажів / *С.А. Соколовський* // Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики», Євпаторія, 3-8 травня 2012 року. – 2012. – С.187-190 5. *Алабужев П. М.* Виброзахисні системи с квазінульовою жорсткістю / *К. М. Рагульскис, П. М. Алабужев, А. А. Гритчин, Л. И. Ким* и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 96 с. 6. *Водка А.А.* Комплекс для измерения виброускорений на основе микроэлектромеханического сенсора / *А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов* // Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики», Євпаторія, 3-8 травня 2012 року. – 2012. – С. 191. 7. *Водка А.А.* Виброизмерительный комплекс на основе микроэлектромеханического сенсора / *А.А. Водка, А.И. Трубаев, Ю.Н. Ульянов* // Вісник Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – № 9 (180). Ч.1. – С. 140-147.

Надійшла до редколегії 10.06.2012