

Калиновський А.Я., к.т.н.¹, Ларін О.М., д.т.н.¹, Соколовський С.А.²

1 – Національний університет цивільного захисту України, м. Харків;

2 – Академія внутрішніх військ МВС України, м. Харків

ВИЗНАЧЕННЯ ПРУЖНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДРУГОЇ СТУПЕНІ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ВІЗКА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВАНТАЖІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ КОРЕКТОРА ЖОРСТКОСТІ

Розглянуто метод розрахунку пружних характеристик другої ступені ресорного підвішування підвищеної якості на засобах транспортування небезпечних вантажів.

Постановка проблеми

В арсеналі пожежної та аварійно-рятувальної техніки відсутні малогабаритні несамохідні засоби транспортування небезпечних, зокрема, вибухонебезпечних вантажів. Для їх перевезення від місця знаходження до пункту утилізації запропоновано створити спеціальний візок (рисунок 1), ресорне підвішування якого має характеристики, що задовольняють умовам безпечного транспортування, а відсутність двигуна й трансмісії обумовлює просту, надійну і, головне, недорогу конструкцію.

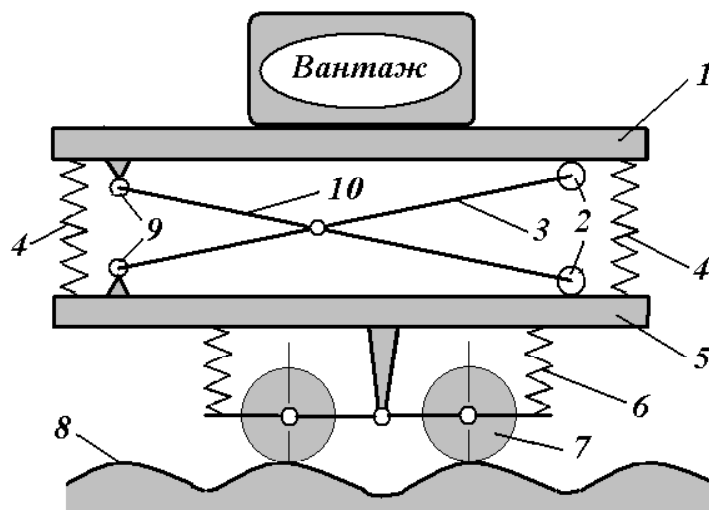


Рисунок 1 – Схема конструкції другої ступені ресорного підвішування транспортного засобу для перевезення небезпечних вантажів

1 – вантажна платформа; 2 – опорні котки; 3, 10 – важелі напрямного паралелограма; 4 – пружини другої ступені підвішування; 5 – опорна платформа; 6 – пружини першої ступені підвішування; 7 – колеса візка; 8 – профіль дороги; 9 – шарнірні кріплення важелів напрямного паралелограма, ресорне підвішування якого має характеристики, що задовольняють умовам безпечного транспортування, а відсутність двигуна й трансмісії обумовлює просту, надійну і, головне, недорогу конструкцію

Динамічні якості сучасних транспортних систем обмежені характеристиками ресорного підвішування, які є суттєво недостатніми для транспортування небезпечних вантажів і проблема покращення яких має бути вирішеною в запропонованій конструкції при розрахунку пружних характеристик другої ступені ресорного підвішування, що у своєму складі має коректор жорсткості.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Конструкції й принципи розрахунку систем ресорного підвішування сучасних транспортних засобів викладені в роботах [1–6].

Постановка задачі та її вирішення

Для перевезення небезпечних вантажів від місця знаходження до пункту утилізації пропонується створити спеціальний несамохідний візок, конструкція якого, на відміну від традиційного, для автомобілебудування одноступеневого ресорного підвішування має додаткову другу ступінь, динамічні характеристики якої забезпечують умови безпечного транспортування.

В якості напрямних другої ступені ресорного підвішування запропонована конструкція у вигляді важільного паралелограма, яка забезпечує вертикальне переміщення платформи із небезпечним вантажем.

Пружні елементи другої ступені ресорного підвішування складаються із чотирьох спіральних циліндричних пружин, які розміщено в кутових опорних точках вантажної платформи (рисунок 2).

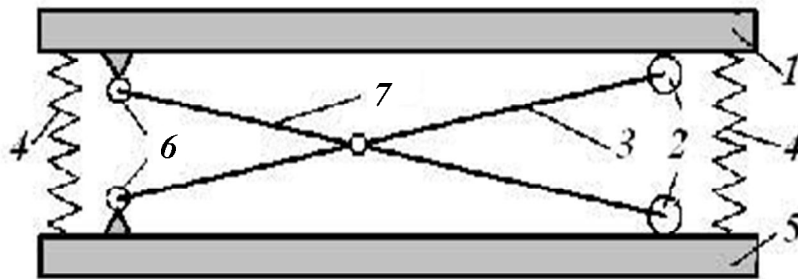


Рисунок 2 – Схема другої ступені ресорного підвішування

1 – вантажна платформа; 2 – опорні котки; 3, 7 – важелі напрямного паралелограма; 4 – пружини другої ступені підвішування; 5 – опорна платформа; 6 – шарнірні кріплення важелів напрямного паралелограма

Для покращення пружних характеристик візка і, зокрема, другої ступені ресорного підвішування в його конструкцію в поперечній площині введені два коректори жорсткості (рисунок 3).

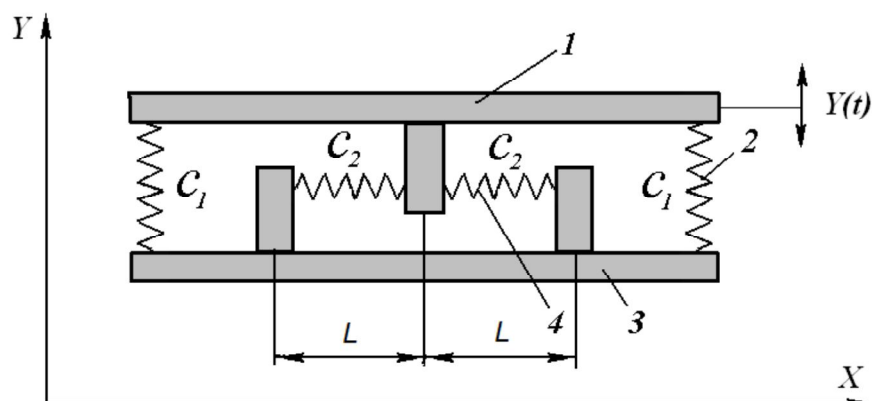


Рисунок 3 – Схема конструкції другої ступені ресорного підвішування із застосуванням коректора жорсткості

1 – вантажна платформа; 2 – пружини другої ступені підвішування; 3 – опорна платформа; 4 – пружини коректора жорсткості

Розробка математичної моделі вимушених коливань візка потребує попереднього розрахунку пружної та силової характеристик другої ступені ресорного підвищення із використанням коректора жорсткості.

Відомо [5], що силова характеристика віброзахисної системи – це похідна від потенційної енергії системи, а пружна характеристика – похідна від силової.

Потенційна енергія системи, як функція переміщення маси $y(t)$, дорівнює:

$$\Pi = C_2 \left(\sqrt{L^2 + Y^2} - (L + \Delta) \right)^2 + C_1 Y^2, \quad (1)$$

де Δ – попередній стиск пружин-коректорів C_2 .

Диференціюючи по Y вираз (1), можна знайти значення приведеної пружної сили для даної системи:

$$F(Y) = 2C_2 Y \left(1 - \frac{L + \Delta}{\sqrt{L^2 + Y^2}} \right) + 2C_1 Y, \quad (2)$$

а також її приведену жорсткість

$$C(Y) = 2C_2 \left(1 - \frac{(L + \Delta)L^2}{\sqrt{(L^2 + Y^2)^3}} \right) + 2C_1. \quad (3)$$

На рисунку 4 зображено графіки приведеної пружної сили при різних значеннях Δ . На рисунку 5 показано графіки приведеної жорсткості при тих же значеннях Δ .

Як видно з рисунків 4 та 5 при $C_2 = 150$ кН/м, $C_1 = 60$ кН/м, $L = 0,15$ м та $\Delta = 0,03$ м в околі точки $Y = 0$ існує деякий інтервал переміщень з квазінульовою жорсткістю й квазінульовою приведеною силою. Коли $\Delta = 0,04$ м система має два інтервали переміщень з квазінульовою жорсткістю й володіє при цьому деякою несучою здатністю. Якщо $\Delta = 0,02$ м, нульової жорсткості в системі немає.

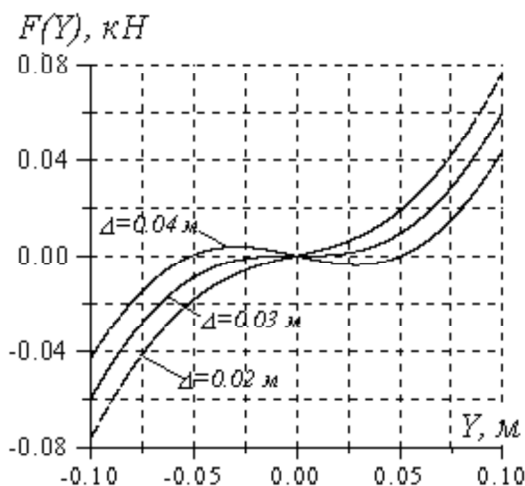


Рисунок 4 – Залежність приведеної пружної сили від Δ

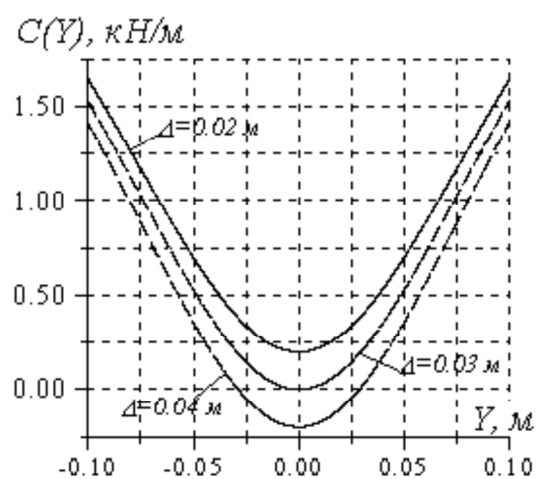


Рисунок 5 – Залежність приведеної жорсткості від Δ

Розглянемо умови забезпечення нульової жорсткості й вибір статичних параметрів для даної захисної системи [1].

Умова $C(0) = 0$ виконується, якщо:

$$C_1 L = C_2 \Delta.$$

Задану несучу здатність захисної системи забезпечуємо виходячи з допустимої статичної деформації $\Delta_{ст}$ віброізолятора, обчислюючи жорсткість C_1 із співвідношення:

$$C_1 \Delta_{ст} = mg.$$

L задається габаритними розмірами пристрою, а Δ вибирається з конструктивних і технологічних обмежень в діапазоні:

$$0 < \Delta \leq 0,5L.$$

Висновки

Розрахунок пружної характеристики другої ступені ресорного підвішування візка з використанням коректора жорсткості, встановив її суттєву нелінійність (рисунок 4) і наявність у положенні статичної рівноваги ділянки із квазінульовою жорсткістю (рисунок 5), що, з одного боку, сприяє зменшенню можливості виникнення резонансних коливань і, відповідно, динамічного впливу на небезпечний вантаж, а з іншого – призведе до відповідних складностей при розробці математичної моделі й програми розрахунку динамічних характеристик візка.

Список літератури

1. Алабужев П.М. К разработке и исследованию виброзащитной системы с регулируемой жесткостью / П.М. Алабужев // Вопросы динамики механических систем виброударного действия. – Новосибирск: 1980. – С. 8–13.
2. Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазиулевою жесткостью / П.М. Алабужев. – Л.: Машиностроение, 1986. – 96 с.
3. Андронов. А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт. – М: Физматгиз, 1959. – 915 с.
4. Зайцев А.А. Перспективный амортизатор для АТС / А.А. Зайцев, С.Ю. Радин, Е.В. Сливинский // Автомобильная промышленность. Машиностроение. – 2007. – № 9. – С. 26 – 28.
5. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1966. – 315 с.
6. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – Л.: Политехника, 1990. – 272 с.

Рецензент: к.т.н., доц. Н.А. Мастепан, АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Стаття надійшла до редакції 19.07.12

© Калиновський А.Я., Ларін О.М., Соколовський С.А., 2012