

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПЛОСКИХ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ВІЗКА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВАНТАЖІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ПНЕВМАТИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ В ДРУГІЙ СТУПЕНІ ПІДВІШУВАННЯ

*А.Я. Калиновський,
Р.І. Коваленко,
О.М. Ларін,
Г.О. Чернобай,
м. Харків, НУЦЗУ*

Для транспортування небезпечних, зокрема, вибухонебезпечних вантажів від місця знаходження до пункту утилізації розроблена конструкція спеціального візка [1], ресорне підвішування якого має характеристики, що задовольняють умовам безпечного транспортування, а відсутність двигуна і трансмісії обумовлює просту і надійну конструкцію.

Головною особливістю конструкції візка є застосування, на відміну від традиційного для автомобілебудування одноступеневого ресорного підвішування, додаткової другої ступені із коректором жорсткості [2-4], динамічні характеристики якої забезпечують умови безпечного транспортування.

Деякі особливості роботи цієї конструкції [5] в умовах реальної експлуатації, що можуть суттєво ускладнити підготовку до транспортування небезпечних вантажів, вирішуються застосуванням одногофрових герметичних пневматичних пружних елементів [6] в опорних точках вантажної платформи, а запропонована поворотна платформа кріплення першої осі значно підвищує ходові якості візка, особливо на кривих ділянках доріг.

Визначення необхідних параметрів запропонованого ресорного підвішування, від яких суттєво залежать його динамічні властивості, має бути забезпечено розрахунками на математичній моделі плоских вертикальних коливань запропонованої конструкції.

Загальнотеоретичні основи складання математичних моделей та методи розрахунку систем ресорного підвішування сучасних транспортних засобів викладені в роботах [7-8].

Розрахунок термодинамічних процесів при проектуванні пневматичних трактів системи ресорного підвішування, базується на теорії «наповнення – спорожнення» та квазістаціонарному методі визначення параметрів стану повітря.

Маючи на увазі, що вертикальні коливання у поздовжній площині мають основний вплив на динамічні властивості транспортної системи доцільно провести їх розрахунок на двовісній моделі.

Для побудови відповідної математичної моделі візок розглядається як система чотирьох пружно пов'язаних твердих тіл:

- вантажна платформа разом із вантажем і приведеною до неї частиною маси другої ступені ресорного підвішування, масу яких позначимо M_2 ;
- опорна платформа разом із приведених до неї частинами маси другої та першої ступені ресорного підвішування, масу яких позначимо M_1 ;

– колеса візка, подвійну масу яких позначимо M_{01} та M_{02} .

При складанні математичної моделі використовуємо абсолютну і локальні системи координат.

Нерухома абсолютна система координат $\xi G \zeta$ розташована на початку траєкторії, де знаходився центр мас вантажної платформи при відсутності вимушеного руху.

Локальні системи координат XOZ (з індексами) пов'язані з центрами мас відповідних твердих тіл, відповідають їх коливанням відносно положень статичної рівноваги і рухаються відносно абсолютної системи координат $\xi G \zeta$ з постійною швидкістю V .

Таким чином, вертикальні плоскі коливання досліджуваної механічної системи визначаються наступними координатами:

- вертикальне переміщення вантажної платформи – Z_2 ;
- вертикальне переміщення опорної платформи – Z_1 ;
- кут повороту вантажної платформи в поздовжній площині – φ_2 ;
- кут повороту опорної платформи в поздовжній площині – φ_1 ;
- вертикальні переміщення коліс візка – Z_{01} та Z_{02} .

Поздовжній рух системи визначається рівнянням

$$X_{01} = X_{02} = X_1 = X_2 = X = Vt, \quad (1)$$

де V – швидкість руху, t – час.

Зважаючи на значно більшу у порівнянні із гумовими шинами жорсткість поверхні дороги в якості збудника вимушених коливань візка приймаємо абсолютно жорсткий геометричний профіль заданої конфігурації $\eta = \eta(\xi)$.

Подвійну жорсткість шин позначимо C_0 .

В першій ступені ресорного підвішування запропонованого транспортного засобу прийнята традиційна для автомобілебудування незалежна торсіонна підвіска кожного із чотирьох коліс візка. Подвійну жорсткість торсіонів позначимо C_1 .

Другу ступінь ресорного підвішування, яка складається із чотирьох пружних пневмоелементів і двох коректорів жорсткості, моделюємо із використанням результатів досліджень.

Сумарну жорсткість пружин коректорів позначимо C_2 , їх довжину у статичному положенні – L , а початкову деформацію – δ .

Аналіз конструктивних особливостей другої ступені ресорного підвішування показав, що об'єм повітряного трубопроводу значно менше ніж інших складових пневмосистеми, що дозволяє виключити його із математичної моделі процесу.

З урахуванням вищенаведеного, диференціальні рівняння коливальних процесів руху візка складаються відносно положень статичної рівноваги відповідних мас із використанням загальних положень динаміки.

Для складання математичної моделі застосовуються наступні групи рівнянь:

- рівняння кінетостатики для елементів механічної системи;

- геометричні залежності, які визначають положення і відносні переміщення елементів механічної системи;
- отримані аналітично або експериментально характеристики пружних елементів механічної системи,
- термодинамічні рівняння, які визначають процеси в системі пневматичного ресорного підвішування.

Висновки. Математична модель плоских вертикальних коливань візка для транспортування небезпечних вантажів, який має двоступеневе ресорне підвішування підвищеної якості, складається із системи механічних, силових, геометричних та термодинамічних рівнянь, що визначають параметри вимушеного руху цієї системи в процесі коливань, котрі спричиняються геометричними нерівностями абсолютно жорсткого профілю дороги заданої конфігурації $\eta = \eta(\xi)$.

ЛІТЕРАТУРА

1. До питання вибору конструкції другої ступені ресорного підвішування несамохідного візка для транспортування небезпечних вантажів / Ларін О.М., Калиновський А.Я., Соколовський С.А., Чернобай Г.О. // Наук. вісник Українського науково-дослідного інституту пожежної безпеки. / Науковий журнал №1 (25), 2012 – Київ, 2012. – С. 165 – 167.
2. Алабужев П.М. и др. Виброзащитные системы с квазиулевоу жесткостью. – Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.
3. Зайцев А.А., Радин С.Ю., Сливинский Е.В. Перспективный амортизатор для АТС // Автомобильная промышленность. Машиностроение. – 2007, №9 – С. 26–28.
4. Рыков А. А., Юрьев Г.С. Синтез упруго демпфирующих характеристик нелинейной виброзащитной системы // Материалы Сибирской научно-технической конференции «Наука. Промышленность. Оборона». – Новосибирск, 2002. С. 37 – 41.
5. Лагутин В.Л. Некоторые особенности работы второй ступени ресорного подвешивания несамоходной тележки для транспортировки опасных грузов / Лагутин В.Л. // Science and Education a New Dimension. Natural and Technical Science. Vol. 8. 2013 – Budapest: С. 110 – 112.
6. Илюшкин С.Н., Почтарь Д.Ю., Адашевский В.М., Чернобай Г.А. Тепловозы узкой колеи с пневматическим ресорным подвешиванием. – ВНИПИЭИлеспром, 1983, вып. 13, С. 9 – 10.
7. Болотин В.В. Случайные колебания упругих систем. – М.: Наука, 1979. – 336 с.
8. Гуляев В.И. и др. Прикладные задачи теории нелинейных колебательных систем. М.: Высшая школа, 1989. – 383 с.