

УДК 534.1; 539.3

ДО ВИЗНАЧЕННЯ КОЛИВАНЬ РЕСОРИ З ПІДРЕСОРНИКОМ

Сліпченко М.В., к.т.н., доцент, Шукаєва О.М., ст. викладач,
Слинько Н.В., магістрант
(Державний біотехнологічний університет)

Довговічність елементів конструкції рами та елементів ходової частини вантажівок суттєво залежить від ефективності демпфування коливань, що виникають в дорожніх умовах. Для забезпечення якісного демпфування коливальна система вантажівок передбачає крім основної ресори наявність підресорника (рис. 1).



Рисунок 1 – Загальний вигляд ресори з підресорником

Моделювання таких елементів вимагає застосування системи з несиметричною кусково лінійною характеристикою жорсткості [1-3]. Такі системи поширені в техніці, зокрема в транспортних засобах, де поряд з основним пружним елементом (ресори) використовують додатковий пружний елемент – підсилювач (підресорник). Іноді додатковим пружним елементом є обмежувач переміщень (буфер). Якщо додатковий елемент встановлено з одного боку від положення рівноваги системи, що зустрічається на практиці, то пружна характеристика стає несиметричною. Розрахункова схема такої системи наведена на рис. 2.

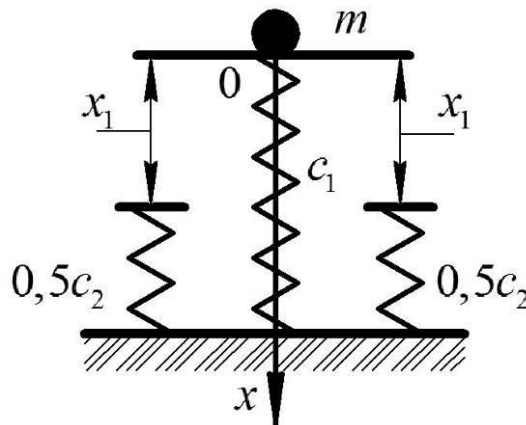


Рисунок 2 – Розрахункова схема

Тут основний пружний елемент жорсткості c_1 утримує тверде тіло (матеріальну точку) масою m .

Знизу від положення встановлено елемент підсилювач жорсткості c_2 , який вступає в роботу, коли переміщення системи $x(t)$ перевищує зазор $x = x_1 > 0$. Напрямок вісі Ox спрямовуємо вниз. Припускаємо, що причиною вільних коливань є початкове відхилення системи вгору на $x = -a_0$ від положення рівноваги $x = 0$.

В першому наближенні можна знехтувати дисипативними силами і розглядати коливання системи як вільні.

При русі системи без включення в роботу підресорника, коливання описуються класичним рівнянням вільних коливань, яке широко досліджене і для яких період і частота коливань не залежать від початкового відхилення.

В разі деформування підресорника коливання відбуваються відповідно до рівняння:

$$m\ddot{x} + c_1x + c_2(x - x_1) = 0, \quad (1)$$

Розв'язок якого отримано в [4]:

$$\text{має розв'язок: } x(t) = \frac{c_2x_1}{c_1 + c_2} + \sqrt{\left(\frac{c_1x_1}{c_1 + c_2}\right)^2 + \left(\frac{v_1}{\omega_2}\right)^2} \sin[\omega_2(t - t_1) + \alpha], \quad (2)$$

$$\text{у якому: } \omega_2 = \sqrt{(c_1 + c_2)/m}; \quad \alpha = \arctg \frac{c_1x_1\omega_2}{(c_1 + c_2)v_1} = \arctg \frac{\omega_1x_1}{\omega_2\sqrt{a_0^2 - x_1^2}}.$$

Як і в нелінійних системах, частота і період таких коливань залежать не тільки від конструктивних параметрів системи, а також і від величини початкового відхилення її від положення рівноваги.

Таким чином дослідження таких коливань є необхідними вихідними даними для прогнозування довговічності та надійності елементів підвіски автомобіля.

Список використаних джерел

1. Ольшанський В.П. Нелінійні коливання дисипативних осциляторів / В.П. Ольшанський, М.В. Сліпченко, О.І. Спольнік, В.В. Бурлака. – Харків: Міськдрук, 2020. – 268с
2. Ольшанський В.П. Динаміка імпульсно навантажених нелінійних осциляторів / В.П. Ольшанський, М.В. Сліпченко, О.В. Ольшанський, В.В. Бредихін. / Харків: Діса плюс, 2021. – 264 с.
3. Ольшанський В.П. Про коливання тіла, закріпленого на ресорі з підресорником при імпульсному навантаженні / В.П. Ольшанський, В.В. Бурлака, М.В. Сліпченко // Механіка та машинобудування. – 2018. – № 1. С. 23-29.
4. Ольшанський В.П. Вільне коливання системи з несиметричною кусковою лінійною силовою характеристикою / В.П. Ольшанський, В.В. Бурлака, М.В. Сліпченко // Вісник ХНТУСГ. – 2018. – Вип. 192. С. 110-117.