

СЛУЧАЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ И ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Чирков В. П., Зуев Е. А. (НИУ МЭИ, г. Москва, Россия)
Тел./Факс: +7 (495) 362-77-00; E-mail: ChirkovVP@mpei.ru

Abstract: The paper presents the modern construction of transport machines. The study of oscillations of the transport car suspension. Definition of frequencies and mode shapes. The study of stationary, non-stationary and forced oscillations. Determination of durability and reliability of system. Analysis of optimal parameters.

Key words: transport vehicles, accidental fluctuations, recommendations, system reliability.

Введение. Задачи теории колебаний, устойчивости и надежности занимают важное место при расчетах элементов конструкций [1-3]. Целью данной работы является получение уравнений движения транспортного средства. Определение собственных частот и форм колебаний транспортного средства. Исследование неустановившихся вынужденных колебаний. Разработка методов анализа случайных колебаний транспортных средств, выработка рекомендаций по улучшению их эксплуатационных свойств, повышению безопасности, ресурса и комфортности. Результаты исследований могут быть использованы для анализа реакции машин на случайные воздействия, для оценки показателей надежности и комфортности транспортных средств и для подбора оптимальных параметров подвески.

Постановка задачи. Рассмотрим движение машины, имеющей n колёс. Будем считать кузов машины, колёса и оси абсолютно твёрдыми телами. Движение машины прямолинейное и с постоянной скоростью v . Контакт между шинами и поверхностью точечный, учитываются только вертикальные составляющие реакций. В качестве обобщенных координат выбраны линейные и угловые перемещения кузова и колёс. Движение происходит в направлении оси x .

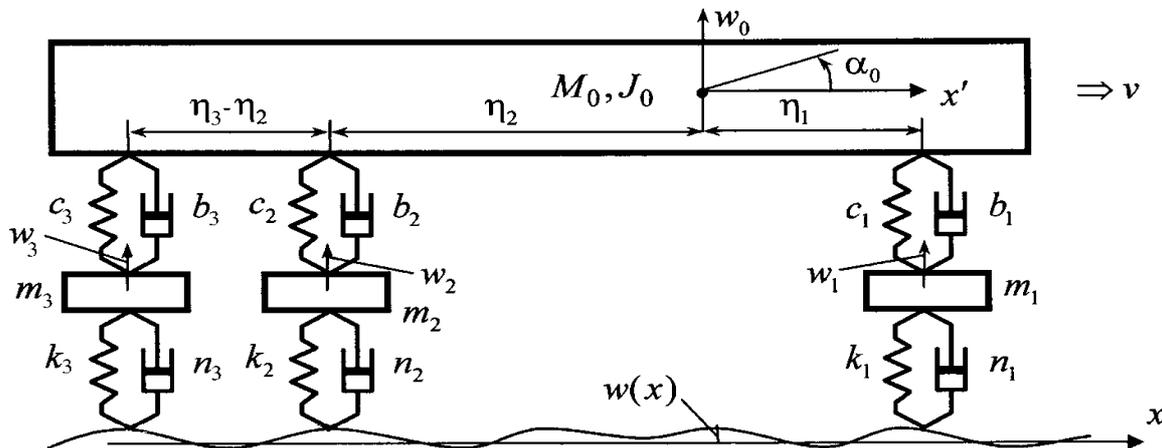


Рис. 1. Параметры системы и обобщенные координаты

С учётом введенных предположений уравнения колебаний можно привести в виде:

$$M_0 \ddot{w}_0 + \sum_{j=1}^n r_j (z_j \dot{z}_j) = 0, \quad J_0 \ddot{\alpha}_0 + \sum_{j=1}^n \eta_j r_j (z_j \dot{z}_j) = 0$$

$$m_j \ddot{w}_j - r_j (z_j \dot{z}_j) + k_j (w_j - q_j) + n_j (\dot{w}_j - \dot{q}_j) = 0, \quad (j = 1..3),$$

$$r_j(z_j \dot{z}_j) = c_j z_j + b_j \dot{z}_j, \quad z_j = w_0 - w_j + \eta_j \alpha_0, \\ q_j(t) = w(\eta_j + vt), \quad (j = 1..3)$$

Здесь $r_j(z_j \dot{z}_j)$ – усилие в j -ой подвеске, зависящее от относительных перемещений; $q_j(t)$ – ордината профиля поверхности в точке её контакта с шиной.

Исследование неустановившихся вынужденных колебаний. Моделируем проезд искусственной неровность, профиль поверхности $w(x)$ и обобщенные силы $q_j(t)$ задаётся следующими системами уравнений:

$$w(x) = \begin{cases} 0 & x < x_0 \\ f \sin \frac{\pi(x - x_0)}{\lambda} & x \in [x_0, x_0 + \lambda] \\ 0 & x > x_0 + \lambda \end{cases}; \\ q_j(x) = \begin{cases} 0 & x < h_j \\ f \sin \frac{\pi(x - h_j)}{\lambda} & x \in [h_j, h_j + \lambda] \\ 0 & x > h_j + \lambda \end{cases} \quad \text{где } h_j = \begin{cases} x_0 & \\ x_0 + \eta_1 + |\eta_2| & \\ x_0 + \eta_1 + |\eta_3| & \end{cases}$$

Решаем уравнение относительно $U(t)$ в матричной форме:
 $M\ddot{u} + B\dot{u} + Cu = p, \quad u(t) = U\varphi(t)$

Вычисления проводились для скорости движения $V = 15 \text{ м/с}$, и следующими параметрами автомобиля: $m_0 = 10^4 \text{ кг}$, $J_0 = 10^4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $\eta_1 = 3 \text{ м}$, $\eta_2 = 1.1 \text{ м}$, $\eta_3 = 2.5 \text{ м}$, $c_1 = 10^5 \text{ Н/м}$, $c_2 = c_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, $b_1 = 1.3 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$, $b_2 = b_3 = 2.6 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$, $m_1 = 400 \text{ кг}$, $m_2 = m_3 = 500 \text{ кг}$, $k_1 = 10^6 \text{ Н/м}$, $k_2 = k_3 = 2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, $n_1 = 1.3 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$, $n_2 = n_3 = 2.6 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$.

На рисунке 2 показаны затухающие колебания осей подвески транспортного средства в зависимости от времени.

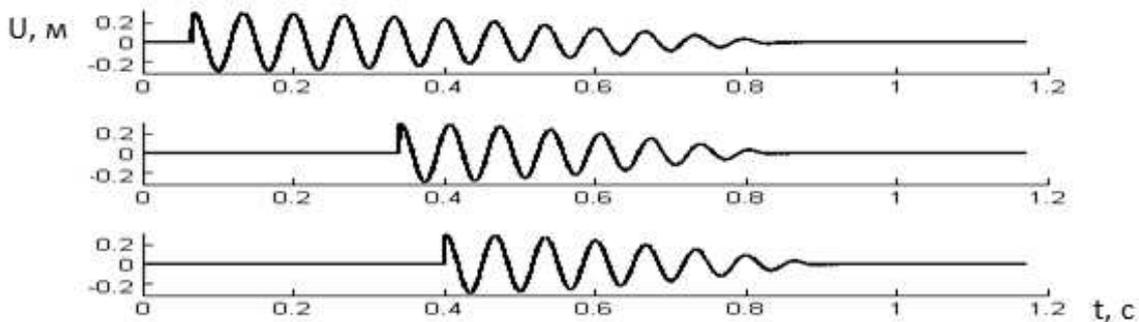


Рис. 2. Колебания осей транспортного средства

Варьируя значения скорости v , жесткости подвесок и шин, можно получить среднее время затухания вынужденных колебаний, а так же их амплитуду.

Исследование случайных колебаний. Нагрузки, действующие на транспортные средства, возникают вследствие неоднородностей полотна дороги, которые являются случайными функциями пространственных координат x_1, x_2 . Для задания микропрофиля дороги была использована модель в виде однородного

центрированного случайного поля с дробно-рациональной спектральной плотностью.

При движении машины по неровной поверхности ее конструкция совершает колебания. Поскольку микропрофиль полотна дороги переставляет собой случайное поле, то эти колебания будут иметь стохастический характер.

Для дальнейшего решения применяем спектральный метод. В силу стационарности обобщенных сил $q_j(t)$, линейности и стационарности системы, обобщенные координаты так же будут стационарными. Проводя математические вычисления, получаем взаимные спектральные плотности для обобщенных координат.

Полученные взаимные спектральные плотности обобщенных координат (Рисунок 3) являются исходными для оценки показателей надежности транспортных средств. По заданной спектральной плотности случайного поля неровностей найдем взаимные спектральные плотности обобщенных сил.

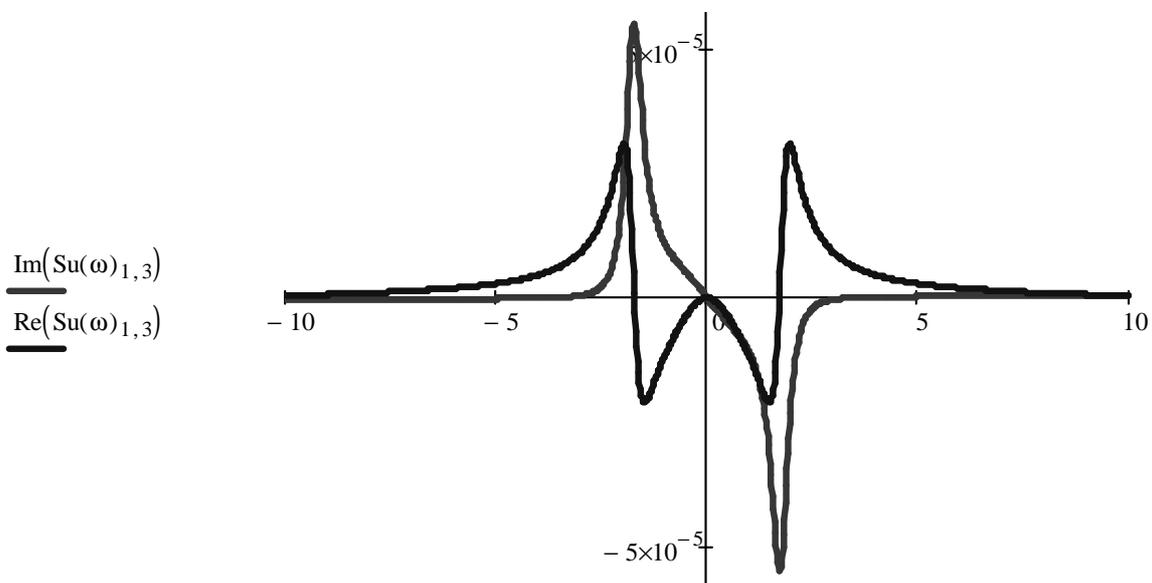


Рис. 3. Взаимные спектральные плотности обобщенных координат

Оценка показателей надежности. Основной показатель надежности $R(t)$ вводятся как вероятность безотказной работы на отрезке времени $[0, t]$, что соответствует вероятности пребывания вектора качества $v(t)$ в допустимой области Ω в течении этого отрезка времени. Вектор качества должен включать абсолютные виброускорения кузова, относительные перемещения в элементах подвески, усилия в амортизирующих элементах и параметры, отвечающие за комфортность.

Сформируем вектор качества: $v(t) = \{w_0(t), \alpha_0(t), z_i(t)\}, i = 1..3$.

Вероятность безотказной работы: $R(t) = \exp(-\lambda t)$.

Интенсивность выбросов не зависит от времени и оценивается по формуле полосового приближения

$$\lambda = \sum_{k=1}^4 \frac{\sigma_{v_k}}{\pi \sigma_{v_k}} \exp \left[-\frac{(v_k^*)}{2\sigma_{v_k}^2} \right]$$

Для стационарных процессов критерий максимальной надежности эквивалентен критерию минимума выбросов вектора качества из допустимой области: $\lambda \Rightarrow \min$.

Посчитаем суммарную интенсивность выбросов $\lambda = \sum \lambda_i$ (Рисунок 4).

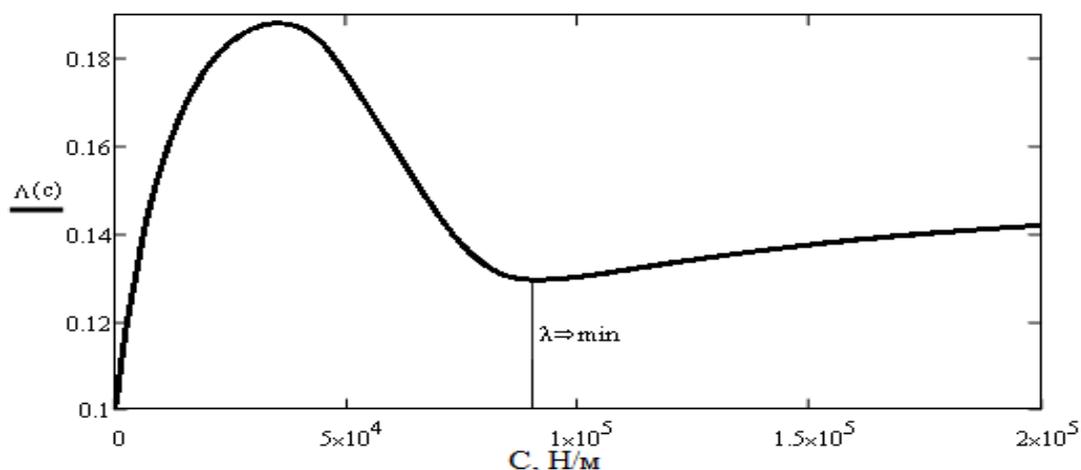


Рис. 4. Суммарная интенсивность выбросов вектора качества

Полученные результаты иллюстрируют возможность оптимальной виброзащиты транспортного средства путем подбора параметров подвесок с использованием критерия максимальной надежности.

Заключение. В данной работе представлены исследования колебаний транспортного средства в зависимости от конструктивных особенностей его подвески и микропрофиля полотна дороги, а так же найдены взаимные спектральные плотности обобщенных сил. Для оценки надежности выбран метод, основанный на применении числовых характеристик выбросов вектора качества из допустимой области. Сформулирована задача оптимальной виброзащиты транспортных машин по критерию максимальной надежности. Численными результатами проиллюстрирована возможность подбора оптимальных параметров подвески.

Список литературы: 1. Болотин В.В. «Случайные колебания упругих систем», Москва: Наука, 1979г.; 2. Болотин В.В. «Методы оценки надежности», справочник «Надежность механических систем», под ред. Ушакова, Москва: Радио и связь, 1985г.; 3. Болотин В.В., Волоховский В. Ю., Чирков В.П. «Колебания упругого полупространства под действием случайных динамических нагрузок», Изв. АН СССР. МТТ, 1975. №5. С. 72-77; 4. Радин В.П., Щугорев В.Н., Щугорев А.В., Куруч Ж.В. «Особенности неконсервативных задач теории упругой устойчивости», Сборник трудов XX международной научно-технической конференции в г. Севастополе «Машиностроение и техносфера XXI века» том 2, Донецк, 2013г; 5. Раймпель Й. «Шасси Автомобиля (Fahrwerktechnik 1)», Москва: Наука, 1983г.