

тельно неподвижного внутреннего суппорта 30. При этом часть кинетической энергии транспортного средства преобразуется в потенциальную энергию упруго сжатых пружин 31, и поворот внешнего суппорта 29 относительно внутреннего суппорта 30 вызывает уменьшение первоначального зазора Δ (см. рис. 4). Остальная часть кинетической энергии в пятне контакта колеса с опорной поверхностью дороги преобразуется в тепловую. Изменение величины зазора Δ регистрируется датчиком 34. При известных упругих характеристиках пружин 31 и геометрических параметрах тормозного механизма возможно определение фактически реализуемого колесом тормозного момента.

При растормаживании давление рабочего тела в исполнительных цилиндрах 19 снижается, за счет потенциальной энергии упруго деформированных уплотнительных колец 21 и 22 поршни 20 с фрикционными накладками 27 перемещаются от тормозного диска 26. Между поверхностями тормозного диска 26 и фрикционными накладками 27 образуется зазор. При этом сила прижатия фрикционных накладок к тормозному диску уменьшается, упруго деформированные пружины 31 возвращают внешний суппорт 29 в исходное положение.

Моделирование процесса торможения мобильной машины с разработанным дисковым тормозным механизмом проводилось для двух случаев качения колес по опорной поверхности:

- сухой асфальт ($\varphi = 0,75$);
- гололед ($\varphi = 0,12$).

В первом и во втором случаях начальная скорость торможения мобильной машины составляла $V_0 = 11,11$ м/с, жесткость упругих элементов суппорта $c = 216000$ Н·м/рад, коэффициент демпфирования суппорта $\mu = 50$ Н·м·с/рад.

В первом случае колесо блокировалось за время $t = 0,067$ с. При этом внешний суппорт поворачивался на угол $\psi = 4,113^\circ$.

Во втором случае колесо блокируется за $t = 0,186$ с, угол поворота внешнего суппорта - $\psi = 0,663^\circ$.

Установлено, что зависимость угла поворота суппорта при торможении на сухом асфальте носит явно выраженный колебательный характер, частота колебаний составляет $f = 18...35$ Гц. При этом затухание колебаний внешнего суппорта происходит через $t = 0,02...0,03$ с после наступления блокировки колеса.

УДК 629.113-598.001.66

Н.П. Амельченко, П.А. Амельченко

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМЕ ПОДРЕССОРОВАНИЯ СИДЕНЬЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

*Белорусский государственный аграрнотехнический университет,
НИРУП "Белавоттракторостроение" НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь*

Создание совершенной системы подрессоривания сиденья колесного трактора, является частью общей проблемы автоматизации сельскохозяйственного процесса, которая может дать значительный технико-экономический эффект.

Сиденья современных серийных тракторов имеют серьезные недостатки. Они копируют сиденья автомобилей, хотя условия работы этих машин и конструкции подвески имеют разительные отличия. Исследованиями установлено, что частота

собственных колебаний кузова автомобиля равна $1-2$ Гц, а частота колебаний рамы трактора составляет $3-7$ Гц. Приведенные частоты колебаний представляют собой частоты возмущающих воздействий для системы поддрессирования сиденья колесной машины.

При размещении сиденья на тракторе или автомобиле стараются его расположить в зоне максимальной комфортабельности (вблизи центра масс машины). Однако на тракторах, в силу их конструктивных особенностей, трудно выполнить данное условие размещения сиденья.

Современные исследования систем поддрессирования ведутся в двух направлениях:

анализ и синтез пассивных систем поддрессирования;

анализ и синтез активных систем поддрессирования, предусматривающих автоматическую регулировку характеристик подвески сиденья.

При изменении дорожных условий, или же вне дорог характеристики пассивной подвески сиденья неизменны и единственным средством повышения качества его функционирования является изменение скорости движения, что и осуществляется водителем, обычно, в сторону уменьшения. Это, в свою очередь, приводит к снижению технико-экономических показателей и мобильности колесных машин. Активная система поддрессирования лишена этих недостатков. Однако, его основным недостатком является высокая стоимость системы.

Теоретический анализ эффективности функционирования как пассивных, так и активных систем поддрессирования основывают на исследованиях математических моделей колебательных систем. Обычно, колебательную систему представляют в виде модели Ньютона (рис.1), состоящую из поддрессированной массы 1, упругого элемента 2 (несущий элемент подвески сиденья), элемента диссипации колебательной энергии 3 (амортизатор). Такая колебательная система непосредственно воспринимает возмущающее воздействие $f(t)$ от остова трактора 4.

Представленная классическая колебательная система Ньютона, может иметь различные исполнения, имеется в виду варианты включения в систему упругих элементов и элементов диссипации энергии (амортизаторы).

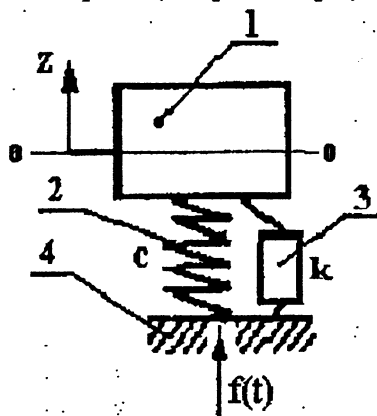


Рис. 1. Математическая модель системы поддрессирования сиденья водителя колесного трактора

Основной характеристикой пассивной колебательной системы является частота собственных колебаний, зависящих от коэффициента жесткости упругих элементов и коэффициента вязкого сопротивления амортизатора.

Дифференциальное уравнение такой системы имеет вид:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + k^2z + f(t), \quad (1)$$

$$\text{где } 2n = \frac{\alpha}{m}; \quad k = \sqrt{\frac{c}{m}}.$$

Общее решение однородного дифференциального уравнения (1) зависит от характеристик системы.

При $n < k$ решение уравнения имеет вид:

$$z = Ae^{-nt} \sin(\sqrt{k-n} \cdot t + \varphi),$$

где амплитуда и частота собственных колебаний равны:

$$A = \sqrt{z_0^2 + \frac{(\dot{z}_0 + nz_0)^2}{k^2 - n^2}}, \quad \text{tg} \varphi = \frac{z_0 \sqrt{k^2 - n^2}}{\dot{z}_0 + nz_0}, \quad k_c = \sqrt{k^2 - n^2}.$$

Период колебаний, рассматриваемой системы равен:

$$T_c = \frac{2\pi}{k_c}$$

При $n > k$, $n = k$ имеет место аperiодическое движение.

Общее решение однородного дифференциального уравнения при аperiодических движениях имеет вид:

$$z = e^{-nt} (C_1 e^{\sqrt{n^2 - k^2} t} + C_2 e^{-\sqrt{n^2 - k^2} t})$$

Таким образом, при $t \rightarrow \infty$ $z \rightarrow 0$.

При постоянных значениях k , t и n , данная колебательная система, представляет собой линейную систему и имеет одну резонансную частоту k_c . Неэффективность использования данного варианта колебательной системы состоит в том, что у разных людей массы различны, поэтому частота k_c , амплитуда, ускорения перемещения также различны.

Эффективность рассматриваемой системы зависит от того, в каком соотношении находится частота ω с частотой f низкочастотных колебаний основания, т.е. подрессоренной части (остов машины), и $\omega_{\text{чел}}$ - собственной частотой сидящего человека. При выполнении условий $k_c = f_c$ (f_c - частота воздействия со стороны остова трактора) колебания на сиденье усиливаются.

Для качественного анализа данной системы исследуем переходный процесс при единичном воздействии. Для исследования переходного процесса при единичном воздействии используем преобразование Лапласа. Тогда дифференциальное уравнение (1) при нулевых начальных условиях и единичном возмущении (импульсное ударное воздействие на сиденье) имеет вид:

$\ddot{z} + 2nz + kz = h\sigma_0(t)$, где h - амплитуда воздействия, (t) - единичная функция Хевисайда. В частности единичную функцию Хевисайда можно представить в виде 1, т.е. вместо $f(t) = \sigma_{0(t)}$ писать $f(t) = 1$:

$$\sigma_0 = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0, \\ 1 & \text{при } t \geq 0. \end{cases} \quad f(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0, \\ 1 & \text{при } t \geq 0. \end{cases} \quad (1^*)$$

С учетом единичной функции Хейвисайда уравнение (1) запишем в виде:

$$\ddot{z} + 2nz + k^2z = h\sigma_0(t). \quad (2)$$

Для нулевых начальных условий: t_0, z_0 и \dot{z}_0 , а изображение единичной функции в виде $\sigma_0(t) \leftarrow \frac{1}{p}$, то уравнение (1) имеет вид:

$$(p^2 + 2np^2 + k^2) \cdot Z(p) = \frac{h}{p} \quad (3)$$

где $p = s + iw$ некоторый комплексный параметр.
Уравнения (3) решим относительно $Z(p)$, получим:

$$Z(p) = h \frac{1}{p(p^2 + 2 \cdot n \cdot p + k^2)}$$

Считая, что $n < k$, после формальных преобразований получим:

$$Z(p) = \frac{h}{k^2} \left[\frac{1}{p} - \frac{p+n}{(p+n)^2 + k^2 - n^2} - \frac{n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \cdot \frac{\sqrt{k^2 - n^2}}{(p+n)^2 + k^2 - n^2} \right] \quad (4)$$

Полученное решение представляет собой изображение оригинала функции $Z(t)$.

С помощью таблицы изображений и теоремы смещения находим оригинал $Z(t)$ в виде:

$$Z(t) = \frac{h}{k^2} \left[1 - e^{-nt} \left(\cos \sqrt{k^2 - n^2} t + \frac{n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \cdot \sin \sqrt{k^2 - n^2} t \right) \right] \quad (5)$$

Первый член уравнения (5) дает установившееся движение, т.е. в данном случае характеризует новое положение статического равновесия, колеблющейся массы. Второй и третий член описывают затухающие колебания массы около нового положения статического равновесия, т.е. описывают переходный процесс. Следовательно, колебания носят характер гармонических колебаний с затуханием около положения статического равновесия. Кроме того, невозмущенное движение около положения статического равновесия является устойчивым.

Рассмотрим колебательную систему, основанную на модели Максвелла (рис.2). Колебательная модель Максвелла от предыдущей отличается наличием дополнительной обобщенной координаты Z_2 за счет упругого элемента 5. Последовательное соединение упругого элемента 5 с элементом диссипации 4 создает эффект релаксации демпфирования, который присутствует во всех нелинейных подвесках. Например, пневмогидравлическая подвеска из-за присутствия эффекта релаксации демпфирования обладает способностью гашения колебаний в широком диапазоне частот.

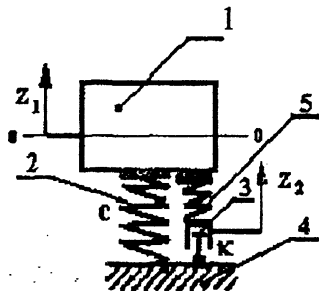


Рис. 2. Колебательная модель с релаксацией демпфирования

Дифференциальное уравнение колебательной системы имеет вид:

$$m \ddot{z} + \alpha z(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + cz_1 = f(t) \quad (6)$$

Для качественного анализа положим, что $f(t) = A \cdot \sin \omega t$.

Элемент диссипации энергии 3 и упругий элемент 5 соединены последовательно. Поэтому сила сопротивления элемента диссипации равна силе сжатия упругого элемента 5, т.е.

$$\alpha(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = c_1 \dot{z}_1. \quad (7)$$

Таким образом, рассматриваемая колебательная система описывается системой двух уравнений (6) и (7) или одним уравнением третьего порядка вида:

$$\ddot{z} + \frac{c_1}{\alpha} \cdot \dot{z}_1 + \frac{c_1 + c_2}{\alpha \cdot m} \cdot \dot{z}_1 + \frac{c_1 \cdot c_2}{\alpha \cdot m} \cdot z = \frac{\omega \cdot c_1}{m} \cdot A \cdot \cos \omega t + \frac{c_2}{\alpha \cdot m} \cdot A \cdot \sin \omega t$$

Правая часть последнего уравнения может быть записана в виде одной гармонической функции $A \cos(\omega t + \alpha) + B \sin(\omega t + \alpha) = C \sin(\omega t + \alpha)$, где $C = \sqrt{A^2 + B^2}$ - амплитуда, $\alpha = \arctg(A/B)$ - фазовый угол. Переписав правую часть последнего дифференциального уравнения в виде одной гармонической функции, удобно применить к этому уравнению метод гармонического импеданса для нахождения установившейся реакции колебательной системы. Для этого

введем комплексное возмущение $c_1 \cdot A \cdot e^{i \omega t}$, а соответствующие комплексные переменные запишем в виде $\bar{A}_1 \cdot e^{i \omega t}$ и $\bar{A}_2 \cdot e^{i \omega t}$, где \bar{A} и \bar{A}_2 - комплексные амплитуды. Подставив эти величины в уравнения (6) и (7) получим систему двух линейных алгебраических уравнений относительно неизвестных \bar{A}_1 и \bar{A}_2 :

$$\begin{cases} -m \omega^2 \bar{A}_1 + i \omega \alpha (\bar{A}_1 - \bar{A}_2) + c_2 \bar{A}_1 = c_1 \bar{A}_1, \\ i \omega \alpha (\bar{A}_1 - \bar{A}_2) = c_2 \bar{A}_1, \end{cases}$$

Полученную систему уравнений решаем методом Крамера, получим

$$\bar{A}_1 = \frac{c_1 \cdot A_2 \cdot (c_2 + i \cdot \omega \cdot \alpha)}{c_2(c_1 - m\omega^2) + i \cdot \omega \cdot \alpha(c_1 + c_2 - m\omega^2)},$$

$$\bar{A}_2 = \frac{c_1 \cdot i \cdot \omega \cdot \alpha \cdot \bar{A}_1}{c_2(c_1 - m\omega^2) + i \cdot \omega \cdot \alpha(c_1 + c_2 - m\omega^2)}.$$

Из двух последних уравнений можно найти действительные амплитуды \bar{A}_1 и \bar{A}_2 и фазовые углы φ_1, φ_2 .

Формулы для этих величин не приводятся ввиду их громоздкости. Зная действительные амплитуды и помня, что имеем синусоидальное возмущение, запишем установившиеся реакции системы в виде:

$$z_1 = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1),$$

$$z_2 = A_2 \sin(\omega t + \varphi_2).$$

Таким образом, включение в подвеску элементов релаксации позволит избежать резонансные частоты колебаний. Области гашения частот зависят от соответствующих подборов характер

На основании изложенного можно сделать вывод о том, что наличие в пассивной системе поддрессирования системы релаксации демпфирования позволит смещать зону резонансных частот. Смещение зависит от заданной резонансной частоты собственных колебаний системы поддрессирования.