

Р.И.Фурунжиев, д-р техн. наук,
Г.А.Ломако (БПИ)

ОПТИМИЗАЦИЯ НА ТЕСТОВОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Колебания динамических объектов под действием возмущающих сил – причина ряда вредных последствий. В частности, для мобильных машин основными из них являются: снижение показателя устойчивости, ухудшение управляемости и увеличение нагрузок как на сами машины, так и на перевозимых людей и грузы. Колебания влияют на все динамические качества машины, поэтому уменьшение колебаний имеет первостепенное значение.

Динамическая устойчивость мобильных машин достигается уменьшением поперечно-угловых колебаний подрессоренной массы с помощью пассивных и активных систем стабилизации [1–6]. Для синтеза системы стабилизации и определения ее оптимальной структуры и параметров прежде всего требуется создать математическую модель объекта. Если объектом стабилизации является многоопорная колесная машина, являющаяся сложной многомерной нелинейной стохастической системой с запаздыванием, то решить подобную задачу с малыми затратами машинного времени не представляется возможным. Чтобы преодолеть эту трудность, следует производить синтез системы стабилизации многомерного объекта последовательно на все более усложняющихся (тестовых) моделях, учитывающих основные степени свободы объекта, нелинейность характеристики, условия функционирования и т. д. Окончательное уточнение производится на многомерной модели. Таким образом, тестовые модели служат для предварительного выбора структуры и принципа действия системы стабилизации и определения субоптимальных параметров систем. В данной работе для изучения системы стабилизации поперечно-угловых колебаний многоопорных колесных машин, подверженных низкочастотным возмущениям, строится тестовая модель объекта и рассчитываются значения параметров системы стабилизации для заданного класса возмущений.

Поперечно-угловые колебания многоопорных колесных машин могут быть изучены на трехмассовой колебательной системе, расчетная схема которой приведена на рис. 1. Систему дифференциальных уравнений, описывающих поперечно-угловые колебания этой модели без учета активных элементов, можно представить в виде [1]:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \beta_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + \beta_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) &= 0; \\ \ddot{\psi} + \lambda_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + \lambda_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) &= 0; \\ \ddot{y}_1 - \gamma_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + F_{41} + F_{51} &= 0; \\ \ddot{y}_2 - \gamma_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) + F_{42} + F_{52} &= 0, \end{aligned} \right\}$$

с начальными условиями при $t = t_0$

$$x(t_0) = x_0; \dot{x}(t_0) = \dot{x}_0; \psi(t_0) = \psi_0; \dot{\psi}(t_0) = \dot{\psi}_0;$$

$$y_1(t_0) = y_{10}; \dot{y}_1(t_0) = \dot{y}_{10}; y_2(t_0) = y_{20}; \dot{y}_2(t_0) = \dot{y}_{20};$$

$x_0, \dot{x}_0, \psi_0, \dot{\psi}_0, y_{10}, \dot{y}_{10}, y_{20}, \dot{y}_{20}$ - константы.

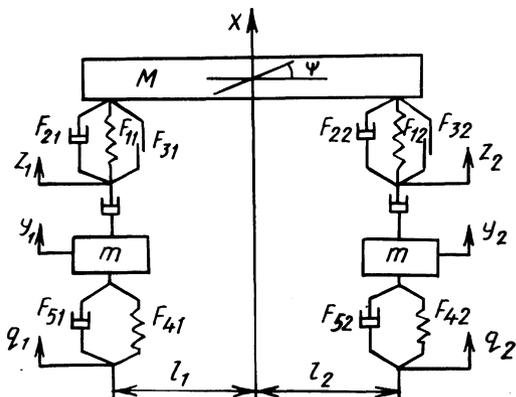


Рис. 1. Расчетная схема трехмассовой колебательной системы с автоматической стабилизацией.

Здесь x, \dot{x}, \ddot{x} - вертикальные перемещение (м), скорость (м/с) и ускорение (м/с²) подрессоренной массы соответственно; $\psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$ - угловые перемещение (рад), скорость (1/с) и ускорение (1/с²) подрессоренной массы вокруг оси крена; $y_i, \dot{y}_i, \ddot{y}_i$ ($i = 1, 2$) - вертикальные перемещение (м), скорость (м/с) и ускорение (м/с²) неподдресоренной массы i -й опоры; M - подрессоренная масса (кг); F_{1i}, F_{2i}, F_{3i} ($i = 1, 2$) - приведенные характеристики упругого элемента, амортизатора и сухого трения i -й опоры (м/с²); F_{4i}, F_{5i} ($i = 1, 2$) - характеристики соответственно радиальных упругих и диссипативных сил шины i -й опоры (м/с²); коэффициенты $\gamma_i, \beta_i, \lambda_i$ ($i = 1, 2$) определяются выражениями:

$$\gamma_i = \frac{M_i}{m_i}; \quad \beta_i = \frac{M_i}{M}; \quad \lambda_i = \frac{\beta_i l_i}{\rho_0^2},$$

где l_i - расстояние от i -й опоры до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена (м); M_i - подрессоренная масса,

приходящаяся на i -ю опору (кг); ρ_0 - радиус инерции подрессоренной массы относительно оси крена (м).

Коэффициенты λ_i учитывают влияние i -й опоры на угловые колебания подрессоренной массы, а β_i характеризуют часть подрессоренной массы, приходящейся на i -ю опору. Характеристики F_{1i} , F_{2i} , F_{3i} , F_{4i} , F_{5i} в зависимости от конкретной системы стабилизации могут иметь тот или иной вид [2, 4].

Описанная выше система виброзащиты способна в определенной мере сгладить колебания подрессоренной массы под действием возмущающих сил. Правильный выбор параметров системы, характеризующих ее жесткость, демпфирующие свойства, во многом определяет эффективность виброзащиты. Такая подвеска является пассивной и не способна эффективно работать при различного рода низкочастотных возмущениях в силу конструктивной ограниченности демпфирующей способности ее элементов. Так, применение слишком "мягкой" подвески технически трудно реализуемо, и, кроме того, при этом ухудшается устойчивость и управляемость машины.

Применение системы виброзащиты с активными элементами позволяет существенно улучшить характеристики этой системы. В зависимости от способа подключения активных элементов к пассивным можно говорить о параллельной или последовательной схемах стабилизации. В данной работе рассматривается случай последовательного соединения пассивной и активной систем.

Рассмотрим особенности реализации активной системы стабилизации при использовании опоры в виде гидропневматического цилиндра. Можно реально говорить о двух способах: первый - использование гидравлической части пассивного упругого элемента, второй - подключение к цилиндру автономного гидравлического исполнительного устройства (сервоцилиндра). Эти способы отличаются друг от друга конструктивным исполнением и по-разному воздействуют на пассивные элементы подвески. В первом случае собственная частота малых колебаний амортизируемой массы является функцией состояния исполнительного устройства системы стабилизации. Во втором случае активная и пассивная системы совершенно независимы. Использование сервоцилиндра требует дополнительных конструктивных изменений подвески в целом. Но, несмотря на это, данный способ позволяет наиболее просто реализовать автоматическую систему стабилизации со следящим гидравлическим приводом и электрической обратной связью. Схема такой системы приведена на рис. 2.

Блок 1 представляет подрессоренную массу мобильной машины (объект стабилизации), на которую действует возмущение q

(через неподрессоренную массу) и стабилизирующее воздействие z_3 . Блок 2 предназначен для формирования сигнала, описывающего состояние объекта стабилизации $U = U(\Psi, \dot{\Psi}, \ddot{\Psi})$. Блок 3 служит для формирования сигнала отработки исполнительного устройства (обратная связь). Блок 4 вырабатывает сигнал рассогласования R , который усиливается и преобразуется в перемещение штока сервоцилиндра z_3 блоками 5, 6 и 7.

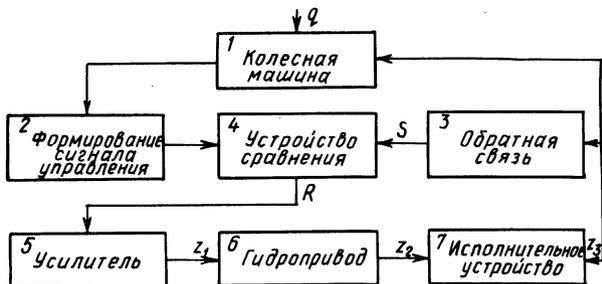


Рис. 2. Функциональная схема системы автоматической стабилизации.

Рассмотренная схема стабилизации была реализована автономным исполнительным активным устройством, работа которого характеризуется параметром z (рис. 1).

Система дифференциальных уравнений, описывающих стабилизированные колебания амортизированной массы, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned}
 \ddot{x} + \beta_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + \beta_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) &= 0; \\
 \ddot{\Psi} + \lambda_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + \lambda_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) &= 0; \\
 \dot{y}_1 - \gamma_1(F_{11} + F_{21} + F_{31}) + F_{41} + F_{51} &= 0; \\
 \dot{y}_2 - \gamma_2(F_{12} + F_{22} + F_{32}) + F_{42} + F_{52} &= 0; \\
 U &= a_0\Psi + a_1\dot{\Psi}; \\
 S &= b_0z_3 + b_1\dot{z}_3; \\
 R &= U - S; \\
 \bar{R} &= \frac{1}{T_c} \int_{t - \frac{T_c}{2}}^{t + \frac{T_c}{2}} R(t) dt; \\
 T_1\dot{z}_1 + z_1 &= k_1\bar{R}; \\
 T_2\dot{z}_2 + z_2 &= k_2z_1; \\
 T_3\dot{z}_3 + z_3 &= k_3z_2;
 \end{aligned} \right\} (1)$$

с начальными условиями при $t = t_0$:

$$x(t_0) = x_0; \dot{x}(t_0) = \dot{x}_0; \psi(t_0) = \psi_0; \dot{\psi}(t_0) = \dot{\psi}_0;$$

$$y_1(t_0) = y_{10}; \dot{y}_1(t_0) = \dot{y}_{10}; y_2(t_0) = y_{20}; \dot{y}_2(t_0) = \dot{y}_{20};$$

$$z_1(t_0) = z_{10}; z_2(t_0) = z_{20}; z_3(t_0) = z_{30}.$$

Здесь a_0, a_1, b_0, b_1 - коэффициенты усиления блоков формирования сигналов состояния объекта и обработки исполнительного устройства; T_c - постоянная времени текущего сглаживания, при котором отфильтровываются в сигнале составляющие с частотой $f \geq f_c$, $f_c = 1/T_c$; $T_1, k_1, T_2, k_2, T_3, k_3$ - параметры гидравлического привода.

В системе (1) аргументы функций F_{11} и F_{12} имеют вид:

$$\Delta_1 = x + l_1 \psi - y_1 - z_{31}; \Delta_2 = x + l_2 \psi - y_2 - z_{32},$$

где $z_{31} = -z_3$, $z_{32} = z_3$.

Для исследования работоспособности и изучения стабилизирующей системы на вход подавались детерминированные возмущения q_1 в виде линейно изменяющегося или гармонического процессов. Тем самым имитировался наезд одного колеса на препятствие.

Для определения параметров системы стабилизации была проведена многопараметрическая оптимизация. Ставилась задача оптимизации вектора параметров A по заданному критерию $W(A)$.

Оптимизация проводилась методами нулевого порядка с помощью диалогового комплекса ЕС-7906 на ЭВМ ЕС-1022. Использовались алгоритмы прямого поиска, покоординатного спуска, деформируемого многогранника и квазиньютоновский с разностной аппроксимацией производных. В качестве критерия системы выбирался квадрат максимального угла отклонения за время наблюдения и оптимизировались параметры системы управления a_0, a_1 и k_3 . Начальная точка выбиралась эмпирически с учетом некоторых конструктивных соображений: $A = (350, 35, 300)$, при этом $W(A) = 0,1143$.

В результате оптимизации удалось критерий качества уменьшить почти в два раза $W(A^*) = 0,0603$ и получить вектор оптимальных параметров $A^* = (395, 75, 370)$.

Для решения задачи синтеза системы стабилизации колебаний мобильных машин разработан пакет программ, включающий следующие модули: пакет тестовых моделей возрастающей сложности; пакет алгоритмов управления; пакет входных возмущений; пакет оптимизационных процедур; пакет критериев качества виброзащиты и стабилизации.

Модули реализованы на алгоритмическом языке ФОРТРАН и включены в состав диалоговой системы анализа и синтеза колебательных систем мобильных машин, разработанной на кафедре кибернетики и вычислительной техники Белорусского политехнического института. Эта система позволяет автоматизировать процесс проектирования стабилизирующих систем, сокращая время и стоимость проектирования и повышая качество принимаемых решений.

Л и т е р а т у р а

1. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. – Минск, 1971, с. 13–30.
2. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Автоматизированное проектирование динамических систем наземных машин. – В кн.: Тез. докл. Всесоюз. конф. "Автоматизация проектных и конструкторских работ". М., 1979, с. 104–105.
3. Фурунжиев Р.И. Вычислительная техника и ее применение. – Минск, 1975, с. 355–371.
4. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. – Минск, 1977, с. 9–30.
5. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Пакет прикладных программ автоматизации проектирования системы стабилизации многоопорных машин. – В сб.: Автоматизация поискового конструирования. Горький, 1979, с. 179–188.
6. Фурунжиев Р.И., Опейко А.Ф., Выговский В.В. Исследование динамики систем стабилизации поперечно-угловых колебаний многоопорной мобильной машины на цифровой модели. – В сб.: Динамика и колебания механических систем. Иваново, 1979, с. 56–62.

УДК 629.114.2.001.4:624.042.8

Р.И.Фурунжиев, д-р техн.наук,
В.В.Напрасников (БПИ)

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ДЕФОРМАЦИЙ КАБИН КОЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ

Расчет безопасной конструкции кабины – одна из главных задач конструкторов современных тракторов. Защитные свойства кабины регламентируются ГОСТ 7057–73, но конструктор часто не может ждать результатов заводских испытаний, так как современные средства предполагают автоматизированное проектирование непрерывным [1]. Возникает необходимость создать методику численного моделирования поведения кабины трактора при ударных нагрузках, позволяющую на стадии проектирования