

УДК 629.113-519.711.3

И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф., Н. Н. Гурский, канд. техн. наук, Д. А. Дубовик

МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСНОВНЫХ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ, ОСНАЩЕННОГО АКТИВНЫМИ СИСТЕМАМИ ПОДРЕССОРИВАНИЯ

Рассмотрены математическая модель автомобиля, ходовая часть которого представлена в виде сосредоточенных масс, объединенных упругодиссипативными элементами, и функциональная схема системы активного управления колебаниями шасси. Представлены сравнительные результаты моделирования основных режимов курсового движения автомобиля при пассивном и активном поддрессировании шасси.

Введение

Противоречия, возникающие при попытках обеспечить одновременно устойчивость, управляемость и комфортность автомобиля, невозможно разрешить пассивными способами поддрессирования ходовой части мобильной машины и отдельных ее узлов.

Для моделирования колебательных процессов, обусловленных внешними воздействиями неровностей опорной поверхности, переходными процессами при разгоне/торможении, движении по криволинейной траектории, расчетная схема мобильной машины может быть представлена набором сосредоточенных масс, соединенных упругодиссипативными связями в дискретном числе точек. Такая модель, имеющая ограниченное количество наблюдаемых переменных, а следовательно, относительно невысокую размерность разрешающей системы уравнений, может быть использована для практического решения

динамических задач анализа, оптимизации и управления колебаниями при рациональных временных и ресурсных параметрах вычислительной среды.

В работе рассматриваются математическая модель, пространственная расчетная схема многоосной мобильной машины, принцип построения активной системы поддрессирования шасси с использованием электрогидравлического привода и результаты моделирования различных режимов движения данного объекта с помощью вычислительной среды ADMOS [1, 2].

Математическая модель колебаний многоосной мобильной машины

Расчетная схема пространственных колебаний многоосной мобильной машины, позволяющая выполнить динамический анализ с учетом основных видов колебаний – вертикальных, продольно-угловых, продольных, поперечно-угловых, – приведена на рис. 1.

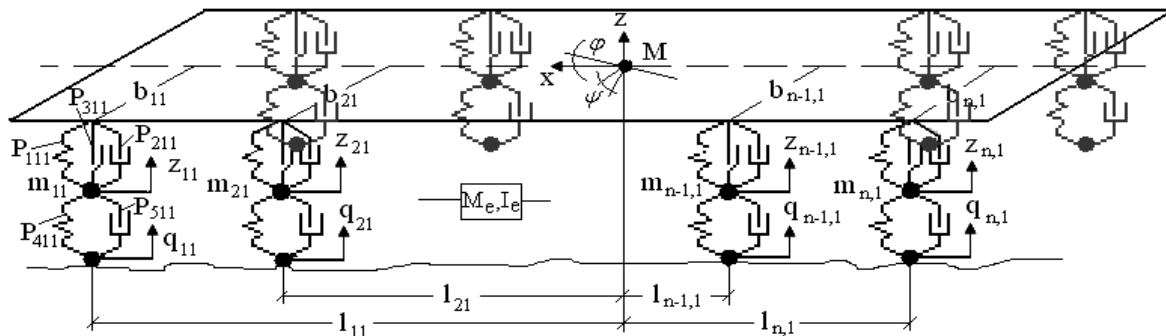


Рис. 1. Расчетная схема пространственных колебаний многоосной мобильной машины

Математическая модель [3–5], соответствующая данной расчетной схеме, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} M_0 \ddot{x} - \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n c_{li} \left(\varphi_{li} - \frac{x}{r_{li}} \right) + P_w + P_h + P_\alpha &= 0; \\ M \ddot{z} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 P_{jil} &= 0; \\ J_y \ddot{\varphi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} &= 0; \\ J_z \ddot{\theta} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=6}^7 l_{il} P_{jil} &= 0; \\ m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} &= 0; \\ I_e \ddot{\varphi}_e + c_{ir} (\varphi_e - \varphi_{li}) &= M_e, \\ I_{li} \ddot{\varphi}_{li} - c_{ir} (\varphi_e - \varphi_{li}) + c_{li} \left(\varphi_{li} - \frac{x}{r_{li}} \right) &= 0. \end{aligned} \right\} (1)$$

$$l = 1, 2; i = \overline{1, n}; j = 1, 2, 3$$

с начальными условиями при $t \geq t_0$:

$$\begin{aligned} x \Big|_{t=t_0} &= x_0, \quad \dot{x} \Big|_{t=t_0} = \dot{x}_0; \\ z \Big|_{t=t_0} &= z_0, \quad \dot{z} \Big|_{t=t_0} = \dot{z}_0; \\ \varphi \Big|_{t=t_0} &= \varphi_0, \quad \dot{\varphi} \Big|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_0; \\ \psi \Big|_{t=t_0} &= \psi_0, \quad \dot{\psi} \Big|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0; \\ \theta \Big|_{t=t_0} &= \theta_0, \quad \dot{\theta} \Big|_{t=t_0} = \dot{\theta}_0; \\ z_{il} \Big|_{t=t_0} &= z_{0il}, \quad \dot{z}_{il} \Big|_{t=t_0} = \dot{z}_{0il}; \quad i = \overline{1, n}, l = 1, 2; \\ \varphi_{il} \Big|_{t=t_0} &= \varphi_{0il}, \quad \dot{\varphi}_{il} \Big|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_{0il}; \quad i = \overline{1, n}, l = 1, 2, \end{aligned}$$

где M_0 – общая масса; M – поддресоренная масса; J_y – момент инерции относительно оси тангажа; J_x – момент инерции относительно оси крена; J_z – момент инерции относительно оси рыскания; l – индекс борта; индекс номера опоры; j – индекс характеристики упругодиссипативного элемента ($j=1$ соответствует упругому элементу, $j=2$ – амортизатору, $j=3$ – условному эле-

менту сухого трения); P_{jil} – нелинейная характеристика восстанавливающей силы элемента il -подвески; l_{il} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси il -го колеса; b_{il} – расстояние в поперечной плоскости от центра il -го колеса до вертикальной плоскости, проходящей через ось крена; M_e – крутящий момент двигателя; I_e – момент инерции двигателя; φ_e – угол поворота маховика двигателя; c_{il} – тангенциальная жесткость il -й шины (на рис. 2 не показана); I_{il} – момент инерции il -го колеса; r_{li} – радиус il -го колеса; φ_{li} – угол поворота диска il -го колеса;

$$P_w = k_w F \cdot (\dot{x})^2,$$

P_w – сила сопротивления среды, k_w – коэффициент формы лобовой площади объекта; F – лобовая площадь объекта;

$$P_\alpha = M_0 g \sin \alpha,$$

P_α – сила сопротивления подъема опорной поверхности; α – угол подъема; P_h – сила на крюке.

Относительные перемещения и скорости, являющиеся аргументами для вычисления упругодиссипативных сил в элементах il -й подвески P_{jil} ($j = 1, 2, 3$), имеют вид:

$$\Delta_{il} = z_{pil} - z_{il}; \quad \dot{\Delta}_{il} = \dot{z}_{pil} - \dot{z}_{il},$$

где

$$z_{pil} = z + l_{ij} \varphi + b_{il} \psi; \quad \dot{z}_{pil} = \dot{z} + l_{ij} \dot{\varphi} + b_{il} \dot{\psi},$$

а соответствующие аргументы для сил P_{jil} ($j = 4, 5$) il -го колеса:

$$\delta_{il} = z_{il} - q_{il}; \quad \dot{\delta}_{il} = \dot{z}_{il} - \dot{q}_{il}.$$

Аргументы Δ_{il} зависят от типа и свойств подвески ходовой части объекта. При моделировании динамической

системы с активной подвеской следует заменить вычисление аргументов Δ_{il} на

$$\Delta_{il} = z_{pil} - z_{il} + z_{il}^* ; \quad \dot{\Delta}_{il} = \dot{z}_{pil} - \dot{z}_{il} + \dot{z}_{il}^* ,$$

где z_{il}^* и \dot{z}_{il}^* – перемещение и скорость активного исполнительного устройства подвески.

Схема системы управления колебаниями локальной опоры мобильной машины показана на рис. 2.

Система включает контроллер 1, который может быть представлен в виде

PID либо ИНС (искусственной нейронной сети), датчик 6, преобразователь мощности 2, исполнительный механизм 3, соединительный механизм 4 и объект управления 5. Сигнал с датчика 6 подается в контроллер, где он сравнивается с желаемым уровнем U_z перемещений подпрессоренной массы и выработывается управляющий сигнал u , поступающий на вход электрогидравлического усилителя 2 (рис. 3).

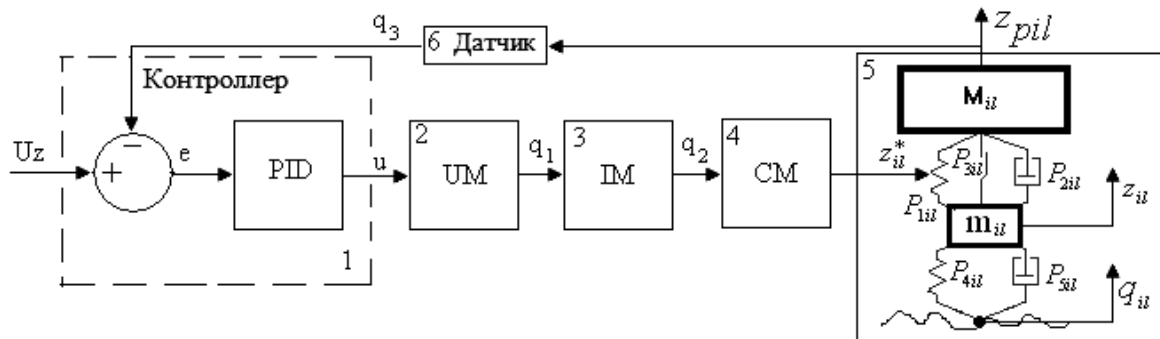


Рис. 2. Схема управления колебаниями локальной опоры мобильной машины

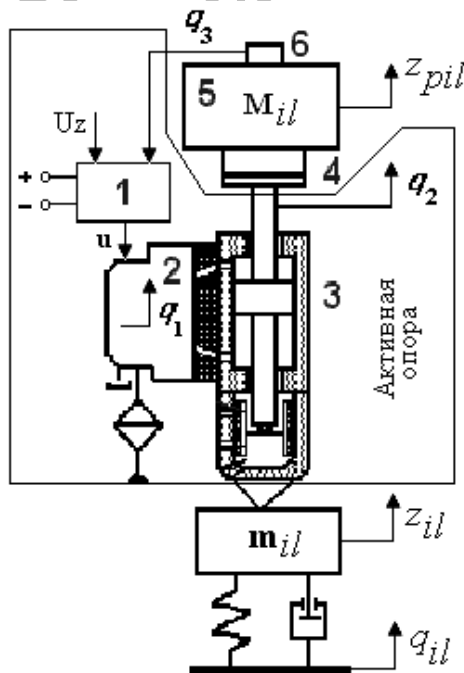


Рис. 3. Схема электрогидравлической опоры

Для моделирования пространственных колебаний мобильной машины, оснащенной активными опорами, систему уравнений (1) необходимо дополнить дифференциальными уравнениями (2), описывающими работу блоков 2, 3, 6.

$$\left. \begin{aligned} T_{il}^x \dot{q}_1 + q_1 - k_{il}^x u &= 0; \\ T_{il}^z \dot{q}_2 + q_2 - k_{il}^z q_1 &= 0; \\ T_{il}^s \dot{q}_3 + q_3 - k_{il}^s x_1 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $T_{il}^x, k_{il}^x, T_{il}^z, k_{il}^z, T_{il}^s, k_{il}^s$ – постоянные времени и коэффициенты усиления соответственно блоков 2, 3, 6.

Результаты моделирования

На рис. 4 приведена компьютерная модель мобильной машины с активной системой поддрессоривания шасси и указаны ее основные массово-инерционные и геометрические параметры, принятые при проведении вычислительного эксперимента.

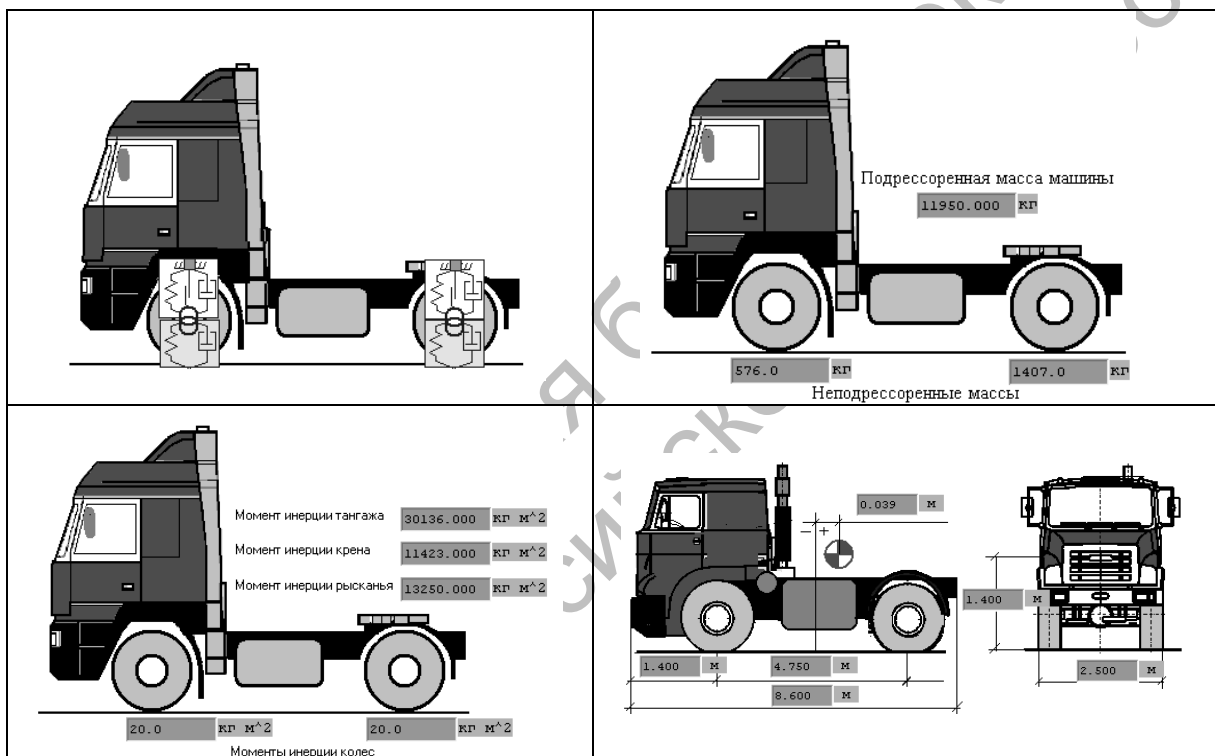


Рис. 4. Основные параметры колесной машины с активной подвеской

Для сравнительной оценки поведения машины с пассивной и активной системами поддрессоривания были проанализированы следующие режимы движения исследуемого объекта:

- 1) проезд единичной неровности одновременно колесами левого и правого бортов;
- 2) проезд единичной неровности, сдвинутой во времени по отношению к колесам левого и правого бортов;
- 3) режим разгона и торможения с

заданным ускорением/замедлением;

4) движение на повороте;

5) движение по грунтовой дороге с последующим торможением.

Профиль единичной неровности задавался выражением

$$q_{il} = \begin{cases} \frac{A}{2} \cdot \left[1 - \cos\left(2\pi \frac{V_m}{L} \left(t + \frac{l_{il}}{V_m}\right)\right) \right], & \text{если } t < \frac{L}{V_m}, \\ 0, & \text{если } t \geq \frac{L}{V_m}, \end{cases}$$

где V_m – курсовая скорость машины;
 L – длина неровности. В вычислениях
 принималось: $V_m = 10$ м/с; $A = 0,1$ м;
 $L = 2$ м.

Режим 1. Как видно из рис. 5, активная система поддрессоривания позволяет более чем в 2,5 уменьшить откло-

нение угла тангажа корпуса при последовательном наезде колесами передней и задней осей заданной неровности. При этом также наблюдается более интенсивное демпфирование собственных колебаний и повышение их частоты.

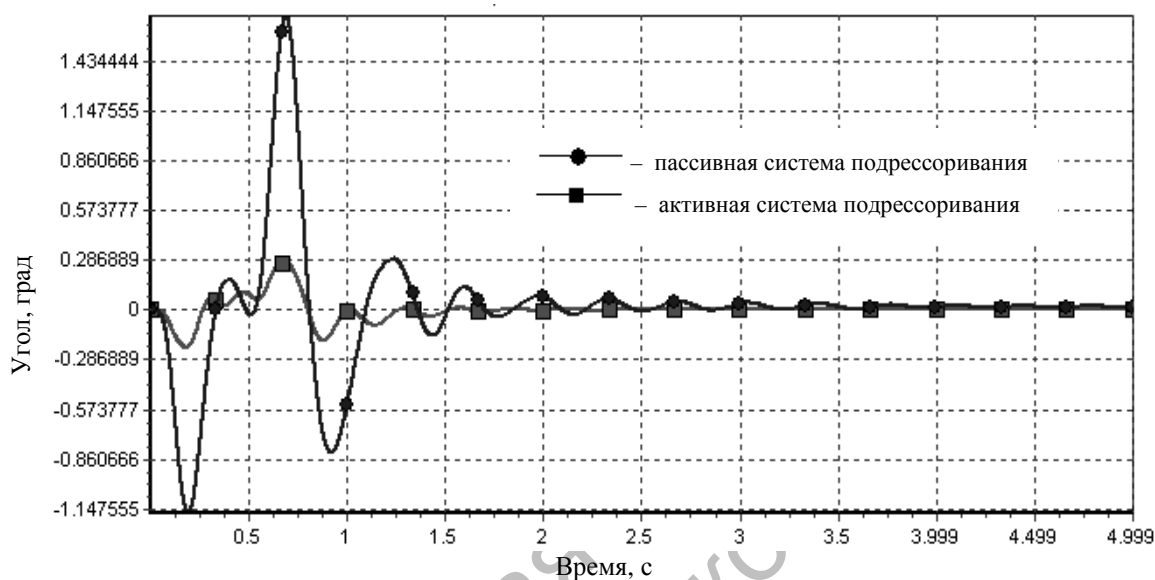


Рис. 5. Графики продольных угловых колебаний шасси машины

Режим 2. Подвеска с активной системой позволяет снизить амплитуду поперечных угловых колебаний примерно в 5 раз (рис. 6).

Режим 3. Поведение корпуса машины при торможении с замедлением $3,7$ м/с² приведено на рис. 7. Видно, что при пассивном поддрессоривании наблюдается наклон корпуса и этот угол сохраняется до останова машины. Активная подвеска удерживает горизонтальное положение корпуса в течение всего времени торможения, и лишь в начальный и конечный моменты отмечается незначительный короткий клевок корпуса.

Режим 4. Вхождение машины в поворот и движение по траектории с радиусом 12 м показано на рис. 8. Как видно, активная система поддрессоривания удерживает корпус машины без крена и только на этапе вхождения в

поворот отмечается малый по амплитуде кратковременный наклон корпуса, в то время как при пассивном поддрессоривании наблюдается колебательный процесс, сходящийся к постоянной величине, характеризующей угол крена машины на повороте.

Для полноты сравнительного исследования на рис. 9 и 10 приведены вертикальные перемещения центра масс машины и их спектральные плотности. Зависимости получены при прямолинейном движении автомобиля по грунтовой дороге с заданной скоростью. Видно, что система активного поддрессоривания обеспечивает виброзащиту корпуса машины, стабилизируя его отклонения от исходного положения, мощность амплитудно-частотного спектра в несколько раз выше у машины с пассивной подвеской.

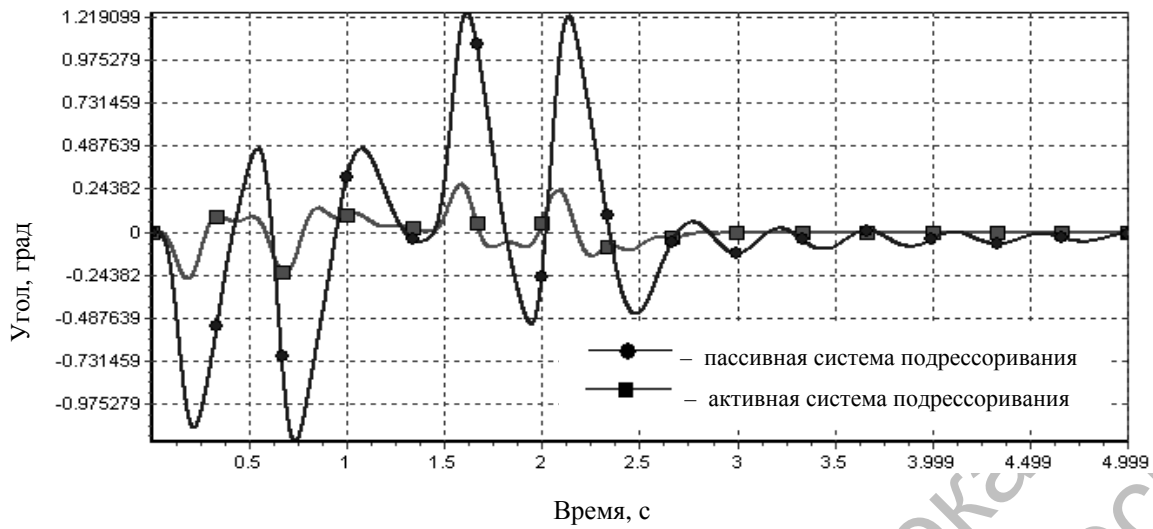


Рис. 6. Графики поперечных угловых колебаний шасси машины

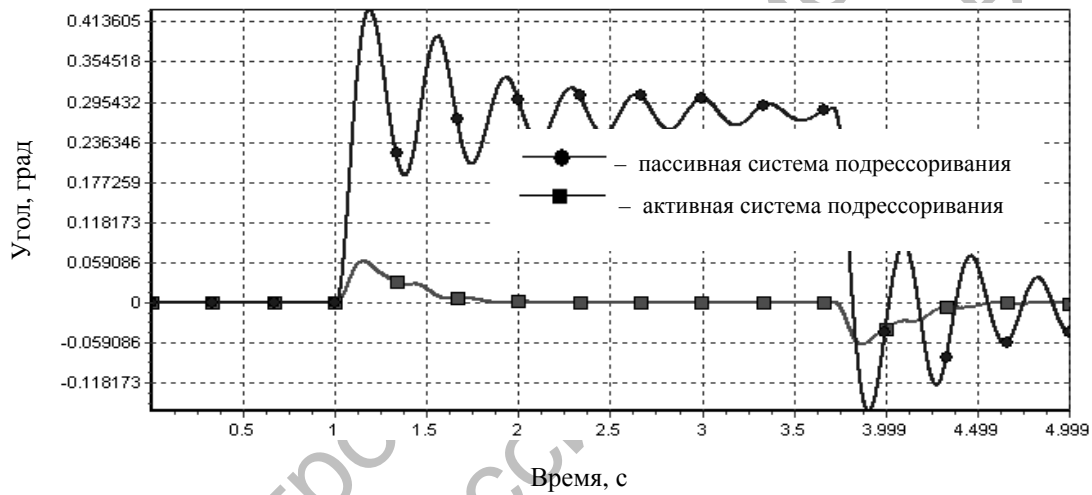


Рис. 7. Графики продольных угловых колебаний шасси машины при торможении

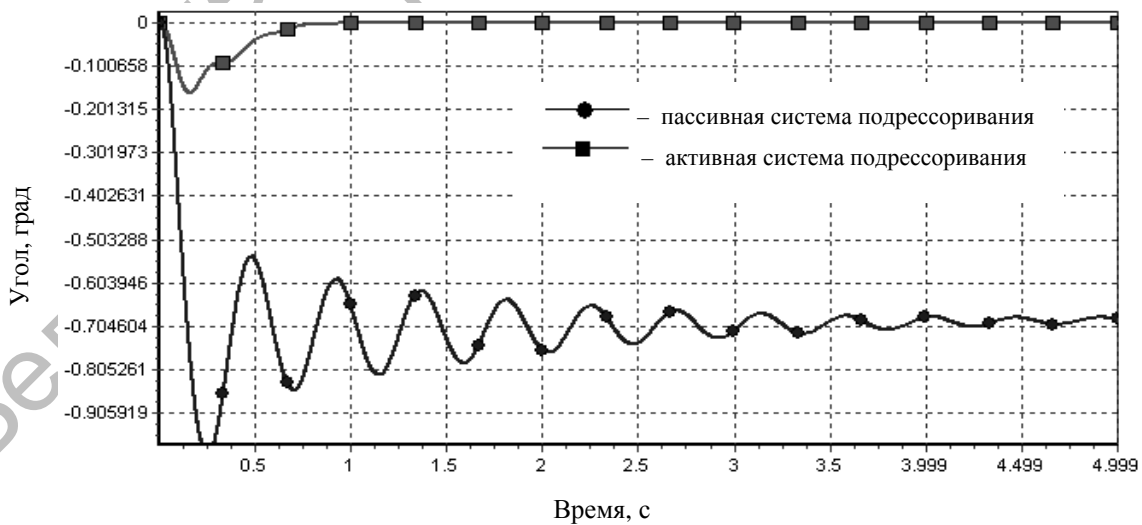


Рис. 8. Графики крена шасси машины при движении по криволинейной траектории

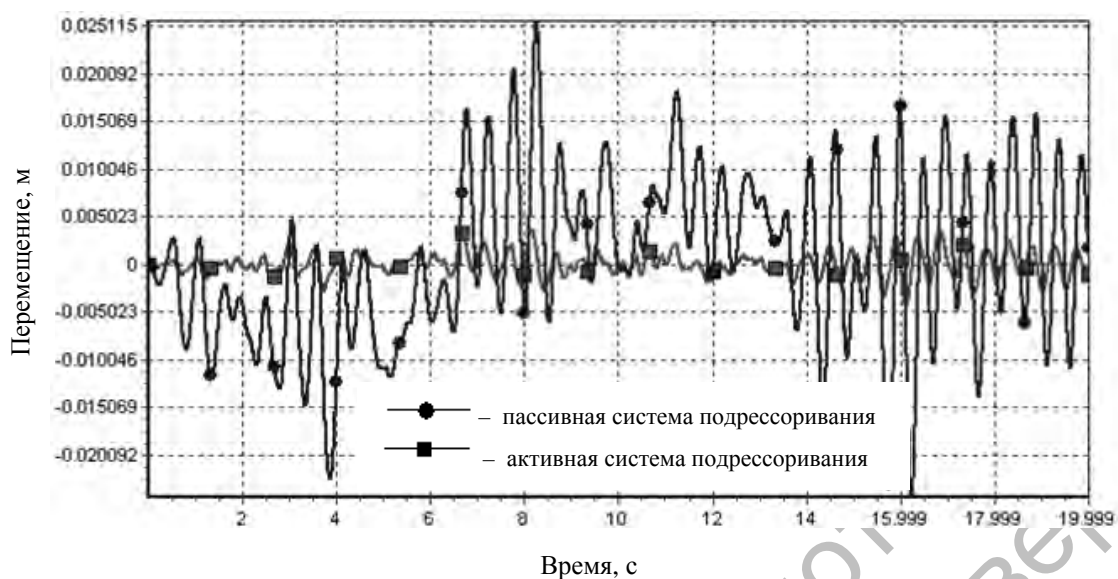


Рис. 9. Графики вертикальных колебаний центра масс шасси машины

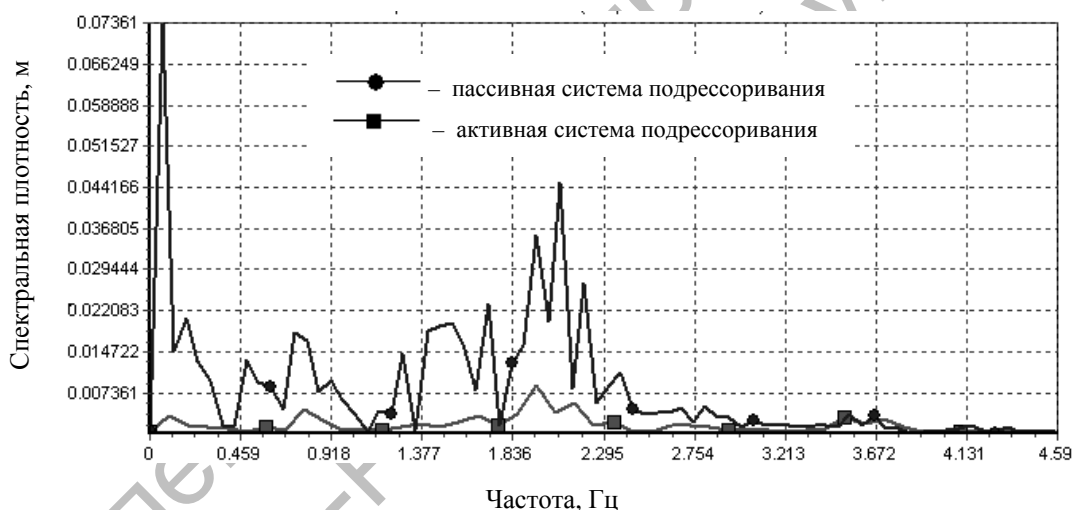


Рис. 10. Спектральные плотности вертикальных перемещений центра масс машины

Заключение

Разработанное математическое и программное обеспечение позволяет в короткие сроки провести анализ эффективности динамических свойств автомобиля в наиболее важных режимах его работы. Полученные результаты показали высокую эффективность активной системы поддресоривания колесной мобильной машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гурский, Н. Н. Моделирование и оптимизация колебаний многоопорных машин: монография / Н. Н. Гурский, Р. И. Фурунжиев. – Минск : БНТУ, 2008. – 296 с.
2. Гурский, Н. Н. Виртуальное проектирование ходовой части мобильных машин: монография / Н. Н. Гурский, А. М. Захарик, А. М. Захарик. – Минск : БНТУ, 2010. – 174 с.

3. **Ким, В. А.** Методология создания адаптивных систем активной безопасности автотранспортных средств на основе силового анализа / В. А. Ким ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Р. И. Фурунжиева. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 344 с.

4. **Смирнов, Г. А.** Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.

5. **Фурунжиев, Р. И.** Автоматизированное проектирование колебательных систем / Р. И. Фурунжиев. – Минск : Выш. шк., 1977. – 458 с.

Белорусско-Российский университет
Белорусский национальный технический университет
ОИМ НАН Беларуси
Материал поступил 21.04.2011

**I. S. Sazonov, N. N. Gursky,
D. A. Dubovik**
**Modeling of basic modes of motion
of vehicles equipped with active
cushioning systems**

This paper considers a mathematical model of the car, the chassis of which is presented in the form of concentrated masses united by elastic-dissipative elements, and the functional diagram of the system of active control of chassis vibrations. The comparative results of the simulation of the main modes of the vehicle propulsion with passive and active chassis cushioning are presented.