

О реализации еще одной возможности повышения устойчивости движения автомобиля

© В.И. Рязанцев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

В статье анализируется потеря устойчивости движения автомобиля, возникающая вследствие колебаний неподрессоренных масс. Представлены метод снижения интенсивности колебаний неподрессоренных масс и математическая модель, предназначенная для решения задачи о колебаниях неподрессоренной массы в условиях управления вертикальными реакциями от дороги на колесо при движении автомобиля по периодическому профилю. Применение описанного регулирования сил, действующих со стороны дороги на колесо, позволяет снизить интенсивность колебаний неподрессоренных масс, тем самым уменьшается время отсутствия контакта колеса с дорогой или полностью предотвращается потеря этого контакта и, как следствие, повышается сцепление колеса с дорогой. Таким образом, устойчивость движения автомобиля повышается.

Ключевые слова: устойчивость, управляемость, давление в шинах, подвеска, автоматическое управление подвеской, гидропривод.

Введение. Колебания в системах поддрессоривания колесных транспортных средств остаются под пристальным вниманием специалистов, поскольку являются причиной многих нежелательных проявлений в процессе эксплуатации автомобилей. В основном исследователей интересует поведение поддрессоренной массы, так как характер колебаний поддрессоренной массы чаще всего влияет на самочувствие водителя и пассажиров, а также определяет возможности сохранности перевозимого груза и безопасность движения. Активно исследуются системы поддрессоривания колесных транспортных средств, включающие в себя вторичное поддрессоривание. Колебания в системе поддрессоривания автомобиля рассмотрены в ряде работ российских и зарубежных ученых [1–4]. Вопросу поведения неподрессоренной массы (массы колеса) должного внимания не уделялось. Тем не менее не только интенсивные колебания поддрессоренной массы (вертикальные, угловые продольные и поперечные) способны нарушить безопасность движения автомобиля в плане потери устойчивости его движения, но колебания неподрессоренных масс могут быть также крайне опасны и поэтому нежелательны.

Чтобы исключить или снизить уровень опасных колебаний в системе поддрессоривания автомобиля, разрабатывают многочисленные варианты систем автоматизированного управления подвеской. Для

управления колебаниями подрессоренной массы были созданы активные и полуактивные системы подрессорирования. Законы управления в этих системах рассмотрены в теоретических исследованиях российских и зарубежных ученых [5–12].

В последние годы количество автомобилей на дорогах резко увеличилось. Строительство и реконструкция большой сети автомобильных дорог не успевают за ростом массы автомобилей, движущихся по ним. Поверхность дорог в отдаленных районах часто отклоняется от плоскости и представляет собой участки, профилированные в продольном направлении. Как правило, этот профиль близок к периодической функции. Подобные участки возникают на асфальтовых дорогах после распутицы, на грунтовых дорогах и особенно на дорогах, проложенных поперек борозды. На таких участках вероятность попадания неподдресоренных масс автомобиля в режим резонансных колебаний достаточно велика. Именно в этом режиме возможны отрыв колеса от дороги и связанная с этим потеря устойчивости движения автомобиля.

Метод повышения устойчивости движения автомобиля. Рассмотрим систему подрессорирования, включающую в себя подрессоренную массу (кузов автомобиля) и неподдресоренную массу (колесо со связанными с ним деталями подвески, ступицы с подшипниками, тормозного механизма и т. д.), с элементами управления вертикальными реакциями дороги на колесо при движении по периодическому профилю (рис. 1).

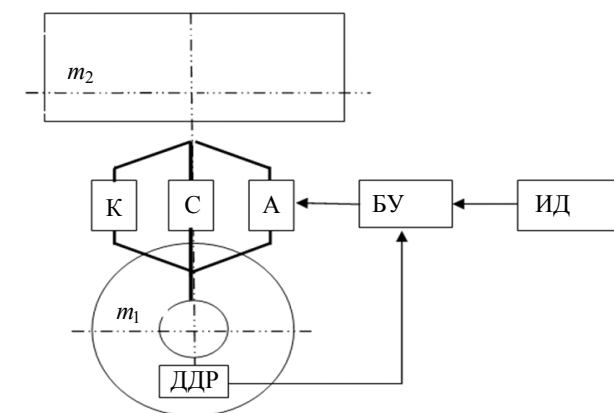


Рис. 1. Схема управления реакцией дороги на колесо автомобиля при движении по периодическому профилю:

m_1 , m_2 — неподдресоренная и подрессоренная массы; С — упругий элемент подвески; К — амортизатор; А — актюатор (например, гидроцилиндр); БУ — блок управления; ИД — источник давления; ДДР — датчик динамического радиуса

Модель вертикальных колебаний автомобиля описывается следующей системой уравнений:

$$m_2 \ddot{z}_2 = c_y (z_1 - z_2 + A_{\text{п}}) + k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + cc(z_1 - z_d - r_d) - m_2 g,$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = -c_y (z_1 - z_2 + A_{\text{п}}) - k_a (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - cc(z_1 - z_d - r_d) - m_1 g + \\ + c_{\text{ш}} (z_d - z_1 + A_{\text{ш}}) + k_{\text{ш}} (\dot{z}_d - \dot{z}_1),$$

где m_2, m_1 — поддрессоренная и неподдрессоренная массы соответственно; c_y — жесткость упругого элемента; k_a — жесткость амортизатора; cc — передаточный коэффициент, определяющий величину силы, создаваемой в актюаторе); z_2, z_1 — вертикальные координаты поддрессоренной и неподдрессоренной масс; z_d — вертикальная координата профиля дороги; $c_{\text{ш}}$ — радиальная жесткость шины; $k_{\text{ш}}$ — коэффициент демпфирования в шине; $A_{\text{п}}$ — корректирующий коэффициент для подвески; $A_{\text{ш}}$ — корректирующий коэффициент для шины; r_d — динамический радиус колеса.

Преобразуем представленную систему двух уравнений второго порядка в систему четырех уравнений первого порядка с четырьмя независимыми переменными, полагая $\dot{z}_2 = u, \dot{z}_1 = v$. Для осуществления частотного анализа системы полученные уравнения представим в матричном виде

$$\begin{pmatrix} \dot{z}_1(t) \\ \dot{z}_2(t) \\ \dot{u}(t) \\ \dot{v}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{c_y + cc}{m_2} & -\frac{c_y}{m_2} & -\frac{k_a}{m_2} & \frac{k_a}{m_2} \\ -\frac{c_y + c_{\text{ш}} + cc}{m_1} & \frac{c_y}{m_1} & \frac{k_a}{m_1} & -\frac{k_a + k_{\text{ш}}}{m_1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_1(t) \\ z_2(t) \\ u(t) \\ v(t) \end{pmatrix} + \\ + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ c_{\text{ш}} + cc \end{pmatrix} z_d(t) + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{\text{ш}} \end{pmatrix} \dot{z}_d(t).$$

Преобразуем эту систему к операторному виду:

$$\begin{pmatrix} z_1(s) \\ z_2(s) \\ u(s) \\ v(s) \end{pmatrix}_s = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{c_y + cc}{m_2} & -\frac{c_y}{m_2} & -\frac{k_a}{m_2} & \frac{k_a}{m_2} \\ -\frac{c_y + c_{ш} + cc}{m_1} & \frac{c_y}{m_1} & \frac{k_a}{m_1} & -\frac{k_a + k_{ш}}{m_1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_1(s) \\ z_2(s) \\ u(s) \\ v(s) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ c_{ш} + cc \end{pmatrix} z_{д(s)} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{ш} \end{pmatrix} s z_{д(s)}.$$

Решая полученную систему уравнений, получаем передаточную функцию перемещения неподдресоренной массы в функции частоты колебаний профиля дороги при кинематическом возбуждении (при возбуждении от дороги)

$$W_s = \frac{m_2 s^2 + k_a s + c_y}{m_1 m_2 s^4 + a s^3 + b s^2 + c s + c_y c_{ш}},$$

$$a = k_a m_1 + k_a m_2 + k_{ш} m_2,$$

$$b = c_y m_1 + c_y m_2 + c_{ш} m_2 + k_a k_{ш} + c c m_2,$$

$$c = c_{ш} k_a + k_{ш} c_y.$$

Используя эту передаточную функцию и полагая передаточный коэффициент $cc = 1$, построим амплитудно-частотную характеристику колебаний неподдресоренной массы для системы поддресоривания, выполненной в виде пассивной структуры. Из рис. 2 следует, что резонансная частота неподдресоренной массы составляет около 50 Гц.

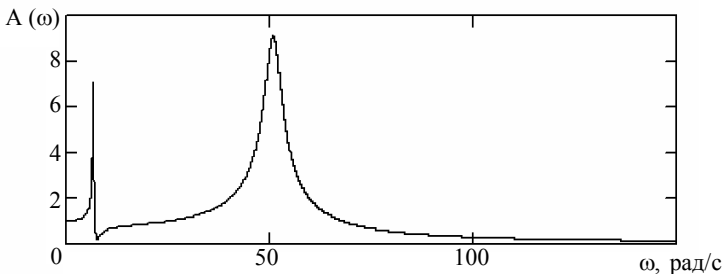


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика колебаний неподдресоренной массы системы поддресоривания без управления при кинематическом возбуждении

При положительных значениях (в определенных пределах) коэффициента cc получаем передаточную функцию и, соответственно, амплитудно-частотную характеристику колебаний подрессоренной массы системы подрессоривания с управлением при кинематическом возбуждении (рис. 3).

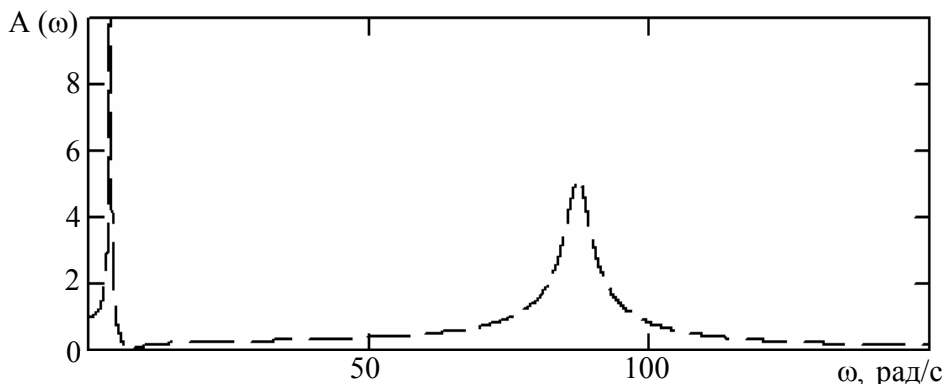


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика колебаний неподдрессоренной массы системы подрессоривания с управлением при кинематическом возбуждении

Сравнивая диаграммы на рис. 2 и 3, видим, что при введении управления вертикальными реакциями дороги на колесо, резонансная частота колеса сдвигается в область бóльших значений. При этом в области резонансной частоты неподдрессоренных масс пассивной системы подрессоривания, т. е. системы без управления реакциями дороги на колесо, амплитуда колебаний колес в системе подрессоривания с управлением резко уменьшается, в приведенном случае примерно в 30 раз. Приведенная задача анализа колебаний в системе с управлением была рассмотрена в линейной постановке.

При движении автомобиля в режиме резонанса колес может возникнуть их отрыв от дороги. В этом случае функция связи колеса с дорогой принимает нелинейный характер. К описанию, принятому для линейной модели, добавляется условие, заключающееся в том, что вертикальная реакция колеса $R_z \geq 0$, т. е. она не может быть отрицательной.

Для решения такой нелинейной задачи применим метод имитационного моделирования, это позволило воспользоваться пакетом Matlab Simulink. Модель системы подрессоривания с управлением вертикальными реакциями при движении по периодическому профилю, выполненная в этом пакете, показана на рис. 4.

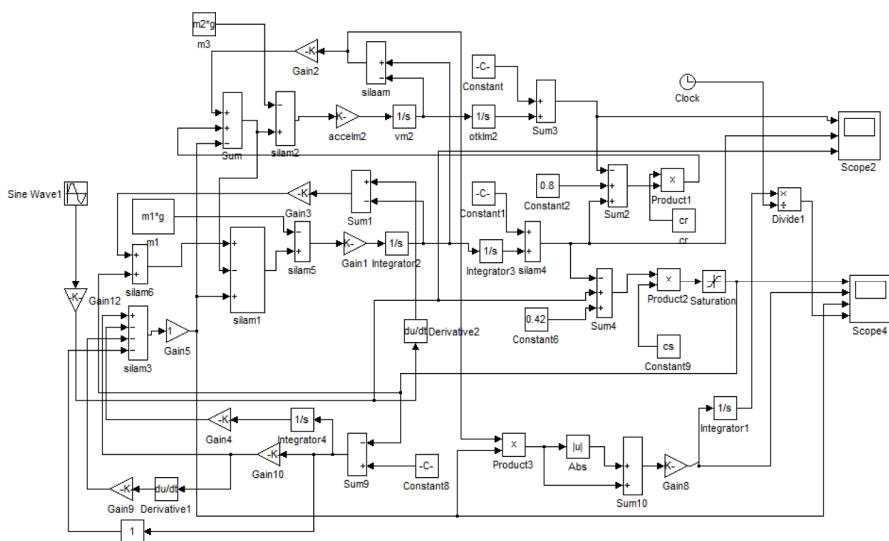


Рис. 4. Схема нелинейной модели, отражающей работу системы поддресоривания с управлением вертикальными реакциями дороги на колесо при движении автомобиля по периодическому профилю дороги

В представленной на рис. 4 модели применяется алгоритм управления подвеской, который можно характеризовать как пропорционально-дифференциальный и интегральный (или ПИД-регулирование). Такой алгоритм позволяет осуществлять управление вертикальными реакциями колеса более эффективно и с меньшими энергетическими затратами по сравнению с другими методами.

В процессе моделирования рассмотренной выше системы получены следующие результаты. Для оценки устойчивости движения автомобиля по периодическому профилю имеет значение время нахождения колеса в состоянии, когда его вертикальная реакция равна нулю, т. е. когда колесо оторвано от дороги. При движении автомобиля по синусоидальному профилю с амплитудой 0,02 м и длиной волны, вызывающей колебания колеса на резонансной частоте, может происходить отрыв колеса от дороги (рис. 5).

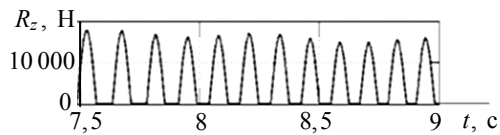


Рис. 5. Зависимость колебаний вертикальной реакции колеса от времени в резонансном режиме при отсутствии системы управления вертикальными реакциями дороги на колесо

В рассмотренном случае на резонансном режиме без использования системы стабилизации вертикальных реакций колеса размах его колебаний составляет примерно 13,5 см. При этом вертикальная реакция изменяется в диапазоне 0...18 000 Н. Относительная продолжительность нулевой реакции, т. е. отношение времени пребывания колеса с нулевой вертикальной реакцией к периоду резонансных колебаний колеса, составляет 0,454 (или 45,4 %). Чем больше это значение, тем более вероятна потеря устойчивости движения автомобиля, поскольку уменьшается возможность образования достаточной по уровню боковой реакции дороги на колесо, как следствие, уменьшается импульс этой силы, действующий на кузов автомобиля. Это приводит к существенному снижению устойчивости движения автомобиля на вираже под действием центробежных сил или на прямом участке дороги под действием бокового ветра. Цель применения рассматриваемого метода управления реакциями дороги на колесо — снижение вероятности возникновения такого режима или просто недопущение его. В этом случае идеальным решением является сохранение постоянного значения вертикальной реакции дороги на колесо, поскольку это практически невозможно, необходимо решать задачу максимальной стабилизации ее значения.

Применение рассмотренного выше управления вертикальными силами колеса позволяет снизить размах колебаний вертикальной реакции колеса с 18 000 до 180 Н (рис. 6). При этом амплитуда колебаний оси колеса мало отличается от колебаний высоты профиля дороги под ним.

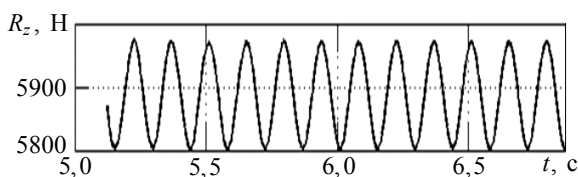


Рис. 6. Зависимость колебаний вертикальной реакции дороги на колесо от времени в системе поддрессоривания с управлением на частоте резонанса колеса в системе без управления

К одной из трудностей применения предлагаемого метода повышения устойчивости движения автомобиля можно отнести необходимость больших энергетических затрат на управление. Более детальное изучение этого вопроса показало, что при применении рационального метода управления энергетические затраты и требуемые мгновенные мощности P управления становятся приемлемыми (рис. 7). В этом расчете мгновенная мощность системы управления реакциями дороги на колесо не превышает 1000 Вт (1 кВт).

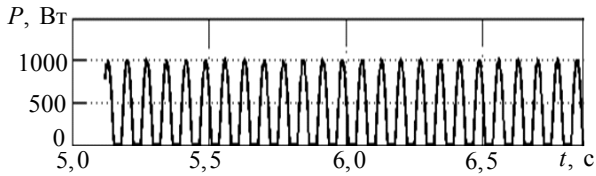


Рис. 7. Зависимость колебаний мгновенной мощности от времени управления в системе поддрессоривания с управлением реакциями дороги на колесо

Выполненные расчеты показывают, что значение средней мощности, затрачиваемой в процессе управления на стабилизацию вертикальной реакции, составляет для наиболее опасного режима менее 200 Вт на одно колесо. Таким образом, для легкового автомобиля необходимые затраты мощности в среднем на рассматриваемое управление не превышают 1 кВт. Пиковая мощность в процессе управления на одном колесе не превышает 1 кВт, на четырех колесах — 4 кВт. При мощностях двигателей современных автомобилей (порядка 100 кВт и более) эти затраты не превышают 1...2,5 % располагаемой мощности. Учитывая важность вопросов безопасности движения автомобиля, можно считать, что такие энергетические затраты вполне обоснованы.

Совершенно очевидно, что при увеличении высоты неровностей дороги, возбуждающей колебания колес при движении автомобиля, мощность, затрачиваемая на стабилизацию вертикальной реакции, будет расти. Как показывают расчеты, мощность регулирования возрастает нелинейным образом (эта зависимость по виду напоминает параболическую).

Заключение. На основе рассмотренного материала можно сделать вывод о том, что управление вертикальными реакциями дороги на колеса автомобиля является эффективным способом решения задачи повышения устойчивости движения автомобиля по периодическим неровностям. Современные средства управления силами в подвеске для регулирования вертикальных реакций под колесами автомобиля позволяют осуществить рассмотренное в статье управление, используя допустимые мощности.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Платонов С.В. Формирование скоростного режима движения автомобиля. *Динамика колесных и гусеничных машин: Межвузовский тематический сб.* Волгоград, 1980, с. 28–34.
- [2] Соколов А.В. Расчет амплитудно-частотных характеристик колебательных систем многоосных колесных машин с гидробалансирной подвеской. *Известия вузов. Сер. Машиностроение*, 1986, № 1, с. 86–90.

- [3] Фурунжиев Р.И. *Автоматизированное проектирование колебательных систем*. Минск, Высшая школа, 1977, 452 с.
- [4] Силаев А.А. *Спектральная теория поддрессоривания транспортных машин*. Москва, Машгиз, 1972, 192 с.
- [5] Жилейкин М.М. *Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддрессоривания*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2012.
- [6] Жданов А.А., Липкевич Д.Б. Adcas — система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля. *Тр. ИСП РАН, 2004*, т. 7. URL: <http://cyberleninka.ru/article/n/adcas-sistema-avtonomnogo-adaptivnogo-upravleniya-aktivnoy-podveskoj-avtomobilya>
- [7] Karnopp D., Crosby M.J., Harwood R.A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generations. *Transactions of the ASME. Series B. Journal of engineering for industry*, 1974, vol. 96, no. 2, pp. 239–247.
- [8] Crosby M.J., Karnopp D.C. The Active Damper — a New Concept for Shock and Vibration Control. *43rd Shock and Vibration Bulletin*, Part H, June, 1973, pp. 46–73.
- [9] Hrovat D., Margolis D.L., Hubbard M. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension. *J. Dyn. Sys. Measurement and Control*, 1988, vol. 110, no. 3, pp. 288–296.
- [10] Redfield R.C. Performance of Low-bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control. *Vehicle System Dynamics*, 1991, vol. 20, pp. 245–267.
- [11] Жеглов Л.Ф. *Автоматические системы поддрессоривания*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001, 48 с.
- [12] Попов Д.Н. *Механика гидро- и пневмоприводов*. 2-е изд. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 320 с.

Статья поступила в редакцию 28.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Рязанцев В.И. О реализации еще одной возможности повышения устойчивости движения автомобиля. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 12. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/1128.html>

Рязанцев Виктор Иванович — д-р техн. наук, профессор кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 60 научных работ в области конструирования и расчета автомобилей. Область научных исследований: устойчивость движения автотранспортных средств. e-mail: ryazantsev1@yandex.ru