

Повышение активной безопасности автомобиля за счет стабилизации вертикальных реакций дороги

12, декабрь 2016

Рязанцев В. И.^{1,*}, Альсаламех Бальсам¹

УДК: 629.3.017

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

*ryazantsev1@yandex.ru

Введение

Масштабы страны, географический и климатический факторы определяют тот факт, что большие массы автомобилей движутся по громадному количеству дорог, которые невозможно в целом строить и содержать как образцовые автомобильные дороги. Этим объясняется регулярное появление на дорогах участков с явно выраженным периодическим профилем. Движение на этих участках может быть крайне опасным в связи с повышенной вероятностью потери устойчивости движения транспортного средства, что связано с развитием вертикальных колебаний колес на режиме резонанса. Эти колебания могут сопровождаться отрывом колес от дороги, т.е. потерей связи между колесом и дорогой, что с одной стороны приводит к перегрузкам элементов подвески, с другой - нарушает управляемость и устойчивость автомобиля. Для борьбы с этим явлением может быть применена новая система активной безопасности автомобиля – система стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо при движении по периодическому профилю. Задачей системы является снижение вероятности появления отрыва колеса от дороги или полная ликвидация этого явления.

* * *

В многочисленных работах [1-4] российских и иностранных ученых рассматриваются вопросы исследований колебаний в системах поддрессирования автомобилей. С целью повышения плавности хода автомобиля до последнего времени при решении этих вопросов конструкторы ограничивались применением управляемых подвесок для стабилизации положения кузова автомобиля, в основном, для стабилизации продольного угла – угла тангажа. Это способствует безопасности движения автомобиля, т.к. влияет на его устойчивость. Специалистами разработаны различные варианты систем автоматизированного управления подвеской, включая активные и полуактивные системы поддрессирования [5-13]. Однако, безопасность движения автомобиля в плане потери устойчивости его движения зависит не только от интенсивности вертикальных, угловых продольных и угловых попе-

речных колебаний подрессоренной массы. С позиции безопасности движения интенсивные колебания неподрессоренных масс могут быть также крайне опасны и поэтому нежелательны. Для борьбы с этим явлением предлагается система стабилизации вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля при движении по периодическим неровностям. Рассмотрим систему, реализующую метод повышения устойчивости движения автомобиля, т.е. повышения его активной безопасности, связанный с управлением колебаниями вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля с целью стабилизации этих реакций.

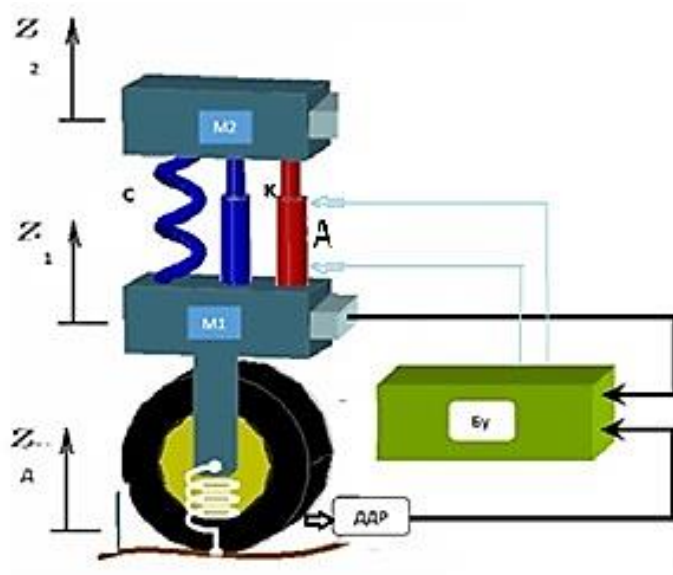


Рис. 1. Схема управления реакцией дороги на колесо автомобиля при движении по периодическому профилю. На схеме: m_1 , m_2 – неподрессоренная и подрессоренная массы; c – упругий элемент подвески; k – амортизатор; A – актуатор (например, гидроцилиндр); БУ – блок управления; ДДР – датчик динамического радиуса колеса

На рис.1 схематически представлена система стабилизации вертикальной реакции на одно колесо. Система стабилизации включает подрессоренную массу, имитирующую кузов автомобиля, неподрессоренную массу, имитирующую массу автомобильного колеса с подвижными деталями подвески, подшипникового узла и тормозного механизма и подвеску, связывающую подрессоренную и неподрессоренную массы. В структуре подвески вместе с упругим элементом и амортизатором параллельно им включен управляемый элемент – исполнительный механизм. Сейчас его часто определяют термином актуатор. В качестве исполнительного механизма можно применить практически любой линейный двигатель. Это может быть гидравлический цилиндр, или электромагнитный линейный двигатель, или пневмодвигатель. Двигатели могут иметь различные характеристики и управление ими носит свои особенности.

Представленная модель управляемой подвески описывается уравнениями

$$\begin{aligned}
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= c_y \cdot (z_1 - z_2 + A_{II}) + k_a \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + cc \cdot (z_1 - z_d - r_d) - m_2 \cdot g \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= -c_y \cdot (z_1 - z_2 + A_{II}) - k_a \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - cc \cdot (z_1 - z_d - r_d) - m_1 \cdot g + \\
 &+ c_u \cdot (z_d - z_1 + A_u) + k_u \cdot (\dot{z}_d - \dot{z}_1)
 \end{aligned}$$

Здесь: m_2 – поддресоренная масса; m_1 – неподдресоренная масса; c_y – жесткость упругого элемента; k_a – коэффициент сопротивления амортизатора; cc – передаточный коэффициент, определяющий величину силы, создаваемой в актуаторе; $c_{ш}$ – радиальная жесткость шины; $k_{ш}$ – коэффициент демпфирования в шине; z_2, z_1 – вертикальные координаты поддресоренной и неподдресоренной масс; z_d – вертикальная координата профиля дороги; $A_n, A_{ш}$ – постоянные коэффициенты.

Колебательные свойства системы можно оценить, анализируя диаграмму изменения вертикальной реакции от дороги в функции времени. Это выполняется при моделировании движения автомобиля по синусоидальному профилю с переменной скоростью с целью получить переменную частоту возбуждения подвески, рис.2.

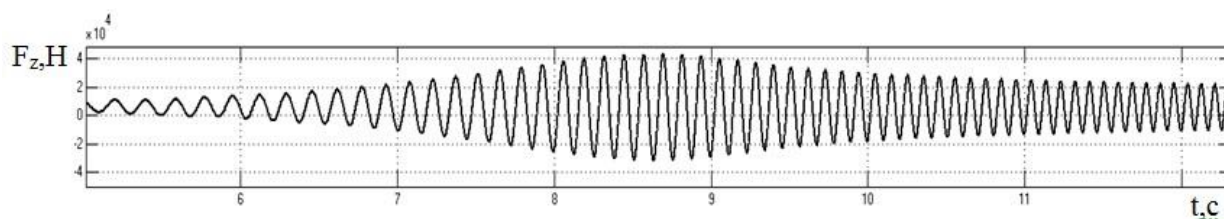


Рис. 2. Колебания значений вертикальной реакции дороги на колесо в варианте линейной подвески без управления при переменной частоте возбуждения системы

Из графика очевидно, что собственная частота неподдресоренной массы, имитирующей массу колесно-ступичного узла, составляет, примерно, 8 герц.

В реальном движении автомобиля на режиме резонанса колес может возникнуть их отрыв от дороги. В этом случае математическое описание связи колеса с дорогой принимает нелинейный характер. К описанию, принятому для линейной модели добавляется условие, заключающееся в том, что вертикальная реакция колеса не может быть отрицательной. Для решения нелинейной задачи такого плана применим метод имитационного моделирования, реализуемый в пакете Matlab Simulink.

На режиме движения с неуправляемой подвеской характер изменения значения вертикальной реакции в условиях резонанса колеса для заданных параметров системы поддресоривания автомобиля и профиля дороги представляется диаграммой на рис.3.

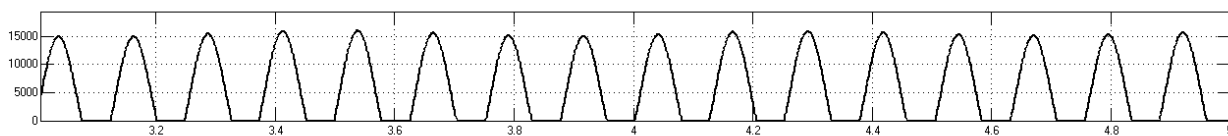


Рис. 3. Изменения вертикальной реакции дороги на колесо автомобиля при движении в резонансном режиме по синусоидальному профилю с амплитудой 0.02 м

В заданных условиях движения значение этой реакции дороги на одно колесо колеблется в пределах от 0 до 15000 Н. Расчет выполнялся в режиме резонанса колес автомобиля по вертикальным колебаниям. Особенностью графика, отражающего изменения вертикальной реакции дороги на колесо, является наличие зон, в которых вертикальная реак-

ция дороги равна нулю. При таком протекании изменения вертикальной реакции дороги увеличивается вероятность потери устойчивости движения автомобиля.

Применяя управление колебаниями колес автомобиля с помощью предлагаемой системы стабилизации удастся уменьшить вариации значений вертикальной реакции дороги. В области резонансной частоты собственно неподрессоренных масс пассивной системы поддрессорования, т.е. системы без управления реакциями дороги на колесо, амплитуда колебаний колес в системе поддрессорования с управлением упомянутыми реакциями резко уменьшается, в приведенном случае, примерно, в 30 раз.

Применение линейной системы управления позволяет получить результаты управления подвеской, представленные на рис. 4. Такое управление с использованием ПИД-регулятора дает существенную стабилизацию вертикальной реакции.

Расчеты показывают, что примененное управление в рассмотренном случае требует для рассмотренной системы затраты мощности в среднем, менее 2 кВт на колесо, при пиковых значениях потребляемой системой управления мощности – примерно 3,5 кВт, а пиковые усилия, создаваемые ей, действующие на колесо и кузов автомобиля, составляют 4500 Н. Результатом становится стабилизация вертикальной реакции дороги на колесо с отклонением ее значения от статического менее 10%.

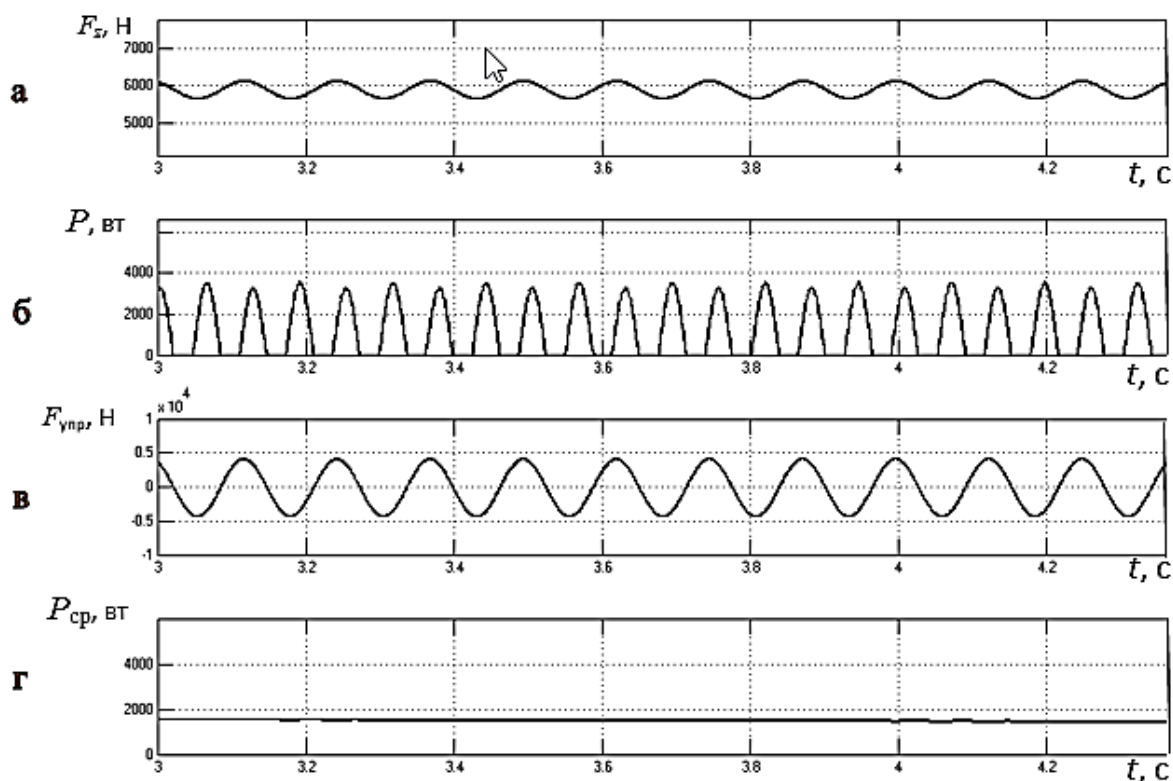


Рис. 4. Диаграммы изменения параметров работы линейной системы стабилизации вертикальной реакции дороги на колесо:

- а) вертикальная реакция дороги на колесо;
- б) мгновенная мощность, развиваемая исполнительным двигателем;
- в) значение силы, развиваемой исполнительным двигателем;
- г) средняя мощность, затрачиваемая на управление подвеской

Небольшое преобразование модели (рис.5) позволяет выполнить расчеты, по результатам которых можно оценить поперечную устойчивость автомобиля при движении по периодическому профилю под действием бокового ветра.

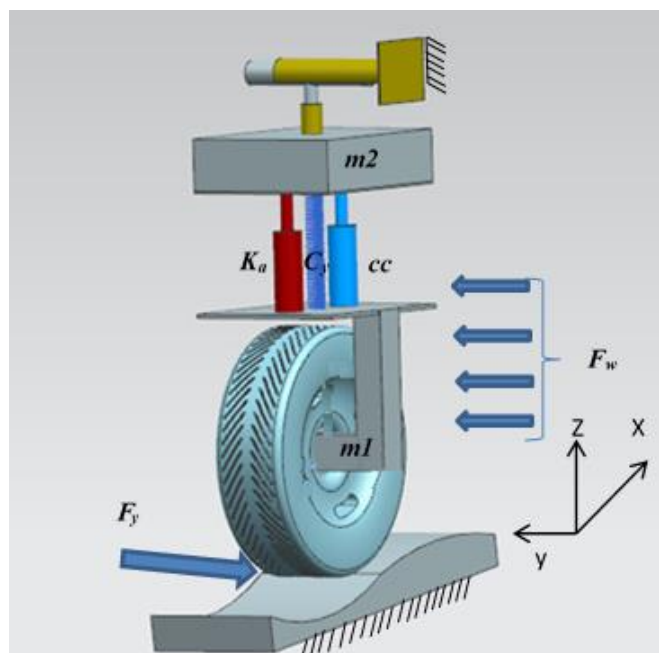


Рис. 5. Модель подвески с системой стабилизации вертикальных реакций дороги на колесо автомобиля для оценки поперечной устойчивости движения автомобиля по синусоидальным неровностям при наличии бокового ветра

Представленная выше математическая система, включающая два дифференциальных уравнения движения элементов системы поддрессоривания, прирастает еще одним дифференциальным уравнением второго порядка. Это уравнение описывает движение автомобиля вдоль собственной поперечной оси. Также добавляем условие ограничения значения поперечной силы, действующей со стороны дороги на шину автомобильного колеса.

$$\begin{aligned}
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= c_y \cdot (z_1 - z_2 + A_{II}) + k_a \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + cc \cdot (z_1 - z_2 - r_d) - m_2 \cdot g \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= -c_y \cdot (z_1 - z_2 + A_{II}) - k_a \cdot (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - cc \cdot (z_1 - z_2 - r_d) - m_1 \cdot g + \\
 &+ c_w \cdot (z_2 - z_1 + A_w) + k_w \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \\
 (m_1 + m_2) \cdot \ddot{y}_{2+1} &= F_w - F_y \\
 F_z &\geq 0 \\
 F_y &\leq F_\varphi
 \end{aligned}$$

Здесь:

F_z – вертикальная сила, действующая от дороги на колесо автомобиля;

Δy_k – смещение всей массы автомобиля в направлении оси y ;

F_w – сила бокового ветра;

F_φ – предел сцепления шины с дорогой в направлении оси y .

Сила бокового ветра F_w задана линейно возрастающей по во времени t

$$dF_w = c \cdot dt.$$

В приведенном примере ветер начинает действовать при $t=5$ с. Скорость нарастания силы давления ветра на автомобиль варьируется. Высота центра давления ветровой нагрузки на автомобиль в этом примере игнорируется.

Результаты моделирования движения под действием боковой ветровой нагрузки можно видеть на нижеприведенных графиках. Поперечное смещение Δy_k автомобиля в функции амплитуды профиля дороги под действием бокового ветра при движении по дороге с синусоидальным продольным профилем (в момент времени $t=2$ с) представлено на рис.6. Движение автомобиля осуществляется со скоростью, при которой возникает режим резонанса автомобильных колес. Для расчета принят коэффициент сцепления $\phi=0,6$. Расчет показывает, что при отсутствии управления реакциями с ростом силы ветра к концу второй секунды движения поперечное смещение автомобиля увеличивается, достигая значений свыше 2-х метров. Здесь не учитывается величина поперечного смещения автомобиля, определяемая свойством увода и поперечной деформацией автомобильных колес. В случае применения системы стабилизации вертикальных сил в процессе движения автомобиля его поперечное смещение уменьшается примерно до 0.3 м.

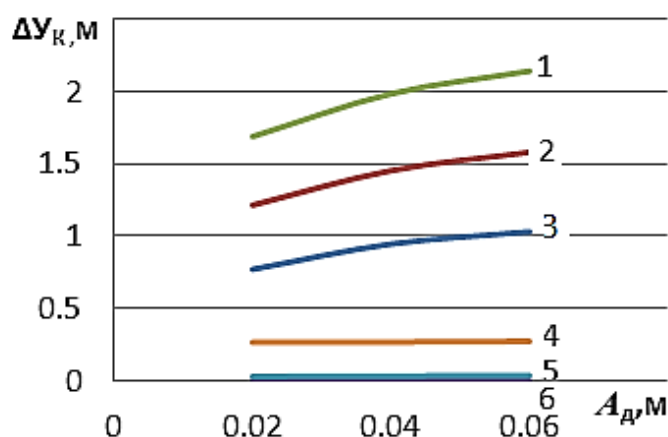


Рис. 6. Поперечное смещение Δy_k автомобиля в функции амплитуды профиля дороги через 2 секунды под действием ветровой нагрузки, растущей с разной интенсивностью. Движение автомобиля по дороге с синусоидальным профилем без управления вертикальными реакциями при скорости возрастания силы ветра dF_w/dt : кривая 1 – 4000 Н/с; кривая 2 – 3000 Н/с; кривая 3 – 2000 Н/с. Движение автомобиля по дороге с синусоидальным профилем с управлением вертикальными реакциями при скорости возрастания силы ветра dF_w/dt : кривая 4 – 4000 Н/с; кривая 5 – 3000 Н/с; кривая 6 – 2000 Н/с

Поперечные смещения Δy_k автомобиля через 2 секунды движения по синусоидальному профилю в функции частоты возбуждения системы поддрессирования от дороги в условиях работы системы стабилизации вертикальных реакций и без нее представлены на рис.7.

На диаграмме (рис.7) видно, что существует зона максимального снижения поперечной устойчивости автомобиля при действии бокового ветра – это зона частот, близких к собственной частоте вертикальных колебаний колес автомобиля. Максимум поперечного смещения Δy_k автомобиля сдвинут в сторону меньших частот и, чем больше высота неровности, тем больше сдвиг указанного максимума. В нашем примере указанный сдвиг порядка 8 рад/с (примерно 0,15 гц.)

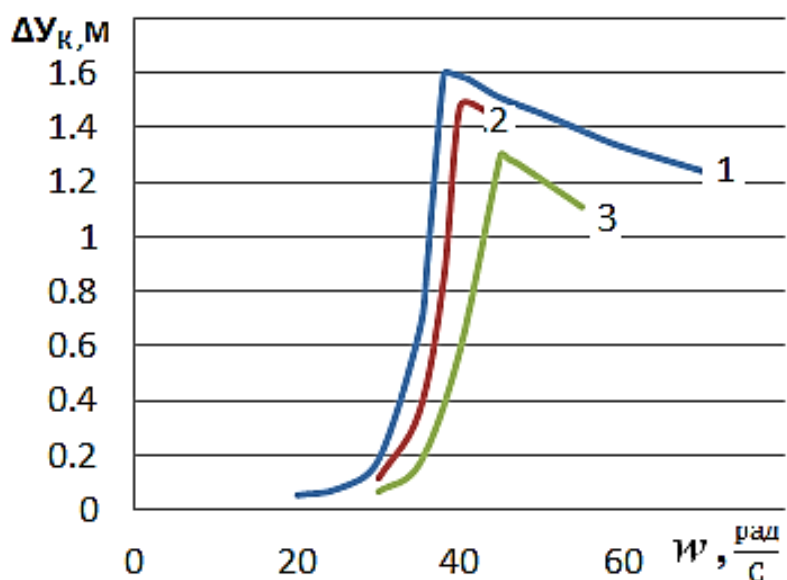


Рис. 7. Поперечное смещение Δy_k автомобиля при движении по синусоидальному профилю в функции частоты возбуждения при отсутствии системы управления. Кривая 1 – амплитуда профиля 0,04 м; кривая 2 – амплитуда профиля 0,03 м; Кривая 3 – амплитуда профиля 0,02 м

Поперечное смещение Δy_k автомобиля при движении по синусоидальному профилю в функции частоты возбуждения при применении системы управления представлено на рис.8. На диаграмме видно, что с использованием системы стабилизации вертикальных реакций значение величины поперечного смещения автомобиля уменьшается в десятки раз, или почти на 2 порядка. Это обстоятельство свидетельствует о возможности серьезного повышения устойчивости движения автомобиля с применением системы стабилизации вертикальных реакций.

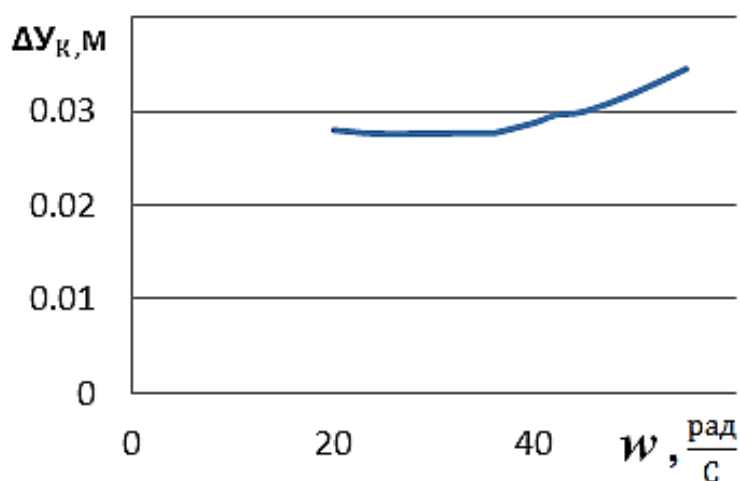


Рис. 8. Поперечное смещение Δy_k автомобиля по истечении 2-х секунд при движении по синусоидальному профилю в функции частоты возбуждения при применении системы стабилизации вертикальных реакций на колеса

Влияние коэффициента сцепления ϕ на поперечное смещение Δy_k автомобиля при движении по синусоидальным профилям с разной амплитудой показано на рис.9.

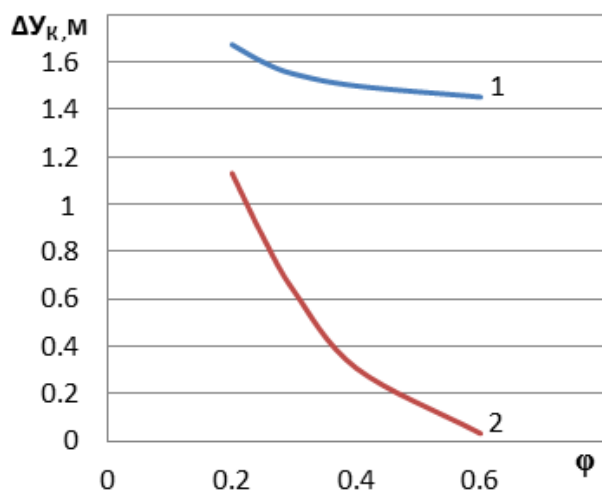


Рис. 9. Влияние коэффициента сцепления ϕ на поперечное смещение Δy_k автомобиля при движении по синусоидальным профилям с разной амплитудой: кривая 1 – без управления вертикальными реакциями; кривая 2 – с управлением вертикальными реакциями

Анализируя график на рис. 9 можно отметить, что, во-первых, поперечное смещение Δy_k автомобиля снижается с увеличением коэффициента сцепления, и, во-вторых, что применение системы стабилизации вертикальных реакций существенно повышают поперечную устойчивость автомобиля. Более существенно снижение вероятности потери поперечной устойчивости автомобиля при больших значениях коэффициента сцепления.

На рис.10 представлены результаты расчета влияния интенсивности скорости роста боковой силы ветра на поперечное смещение Δy_k автомобиля в условиях движения по профилю с амплитудой 0,04 м при наличии управления вертикальной реакцией и без управления, а также при движении по плоскости без управления. Расчет показывает, что при движении по профилю система стабилизации позволяет создать практически такое же сопротивление поперечному перемещению Δy_k автомобиля как на плоскости, что существенно повышает устойчивость движения автомобиля.

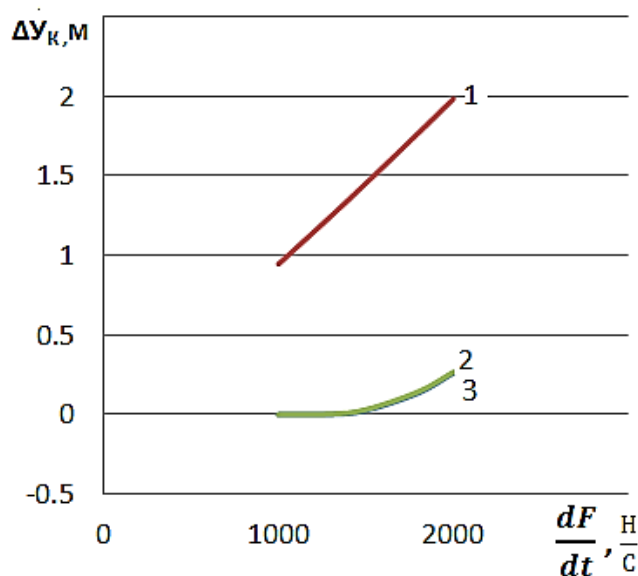


Рис. 10. Влияние интенсивности роста силы ветра на поперечное смещение Δy_k автомобиля при движении по синусоидальному профилю с амплитудой 0,04 м: кривая 1 – без управления на профиле; кривая 2 – без управления на плоскости; кривая 3 – с управлением вертикальными реакциями на профиле

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 под действием бокового ветра. Современные средства управления усилиями в подвеске с целью регулирования вертикальных реакций под колесами автомобиля позволяют осуществить упомянутое управление, затрачивая приемлемые по величине мощности.

Список литературы

- [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. Расчёт амплитудно-частотных характеристик колебательных систем многоосных колёсных машин с гидробалансирной подвеской // Известия вузов. Машиностроение. 1986. № I. С. 86 – 90.
- [3]. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. Минск: Высшая школа. 1977. 452 с.
- [4]. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. М.: Машиностроение. 1972. 192 с.
- [5]. Жеглов Л.Ф. Спектральный метод расчета систем поддресоривания колесных машин: учеб. пособие. 2-е изд., испр. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2013. 212 с.
- [6]. Жилейкин М.М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддресоривания: дис. ... доктора техн. наук. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. 280 с.
- [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. N 2. P. 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. P. 46-73.
- [9]. Hrovat D., Margolis D.L., Hubbard M. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension // Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 1988. Vol. 110. No. 3. P. 288-296. DOI:10.1115/1.3152684.
- [10]. Redfield R.C. Performance of Low-bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control // Vehicle System Dynamics. 1991. Vol. 20. Is. 5. P. 245-267. DOI: 10.1080/00423119108968988
- [11]. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: Учеб. для вузов. 2-е изд. стереотип. М.: Изд-во. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2002. 320 с.
- [12]. Venkateswarulu E., Ramesh N. raju., Seshadri G. The active suspension system with hydraulic actuator for half car model analysis and self-tuning with PID controllers // Interna-

tional Journal of Research in Engineering and Technology. 2014. Vol. 03. Is. 09. P. 415-41.
Режим доступа: <http://www.slideshare.net/ijretditor/the-active-suspension-system-with-hydraulic-actuator-for-half-car-model-analysis-and-self-tuning-with-pid-controllers> (дата обращения: 1.12.2016)

- [13]. Jie Fang. Active suspension system of quarter car //A Thesis presented to the graduate school of the University of Florida in partial fulfillment of the requirements for the degree of master of science. University of Florida. 2014. 70 p. Режим доступа: <http://matlabproject.ir/form/files/246735.pdf> (дата обращения: 1.12.2016)