

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.3.017

Метод повышения устойчивости движения автомобиля

В.И. Рязанцев

Процессы колебаний в подвеске колес автомобиля на неровной дороге могут провоцировать потерю устойчивости его движения. Впервые исследован один из методов, позволяющий избежать потери устойчивости. Рассматриваемый метод эффективен при движении автомобиля по периодическому профилю как твердой, так и грунтовой дороги. На таком режиме для повышения устойчивости движения автомобиля можно снизить массу неподрессоренных частей, но этот метод имеет ограничения по соображениям технологических возможностей. Представленный метод повышения устойчивости движения автомобиля по периодическому профилю состоит в применении управления усилиями в подвеске с целью стабилизации значений вертикальных сил, действующих между колесом и дорогой. Дано математическое описание динамической модели системы регулирования вертикальных реакций дороги на колесо автомобиля в движении, а также некоторые результаты выполненных расчетов и их анализ. Исследование показало, что управление вертикальными реакциями дороги на колеса автомобиля является эффективным способом решения задачи повышения устойчивости движения автомобиля по периодическому профилю дороги при приемлемом расходе энергии на такое управление. Полученный метод может быть использован в конструкциях автомобилей для повышения устойчивости.

Ключевые слова: устойчивость, управляемость, реакции дороги, подвеска, автоматическое управление подвеской.

A method for improving the stability of an automobile

V.I. Ryazantsev

Suspension vibrations on a rough road can cause instability of the vehicle. A new method that makes it possible to avoid instability is introduced and investigated for the first time. This method is efficient when the vehicle is on the



РЯЗАНЦЕВ
Виктор Иванович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

RYAZANTSEV
Viktor Ivanovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

road of periodic profile both paved and unpaved. To improve the stability of the vehicle under these conditions, it is necessary to reduce the weight of unsprung parts, which has technological limitations. The proposed method for improving the stability of a vehicle on the road of periodic profile implies the control of forces in the suspension to stabilize vertical forces acting between the wheel and the road. The dynamic mathematical model of the control system for the vertical reactions of the road on a car wheel in motion is described and the results of numerical analysis are presented. The study proved that the control of the vertical reactions of the road on car wheels is an efficient technique to improve the stability of the vehicle on the road of periodic profile if the energy consumption for this control is reasonable. This method can be used in the car design to improve its handling and stability.

Keywords: stability, handling, tire pressure, suspension, automatic suspension, hydraulic drive.

В настоящее время безопасность движения автомобиля — одна из самых значительных проблем. Резкое увеличение количества автомобилей, находящихся в эксплуатации, привело к существенному увеличению числа ДТП. Безопасность движения автомобиля определяется многочисленными факторами, которые можно разделить на субъективные и объективные. Субъективные факторы рассматриваются специалистами нетехнического профиля. К многочисленным объективным факторам можно отнести следующие: характеристика дороги, состояние атмосферы, конструкция автомобиля и составляющих его элементов. Важнейшее значение имеют факторы, определяющие активную безопасность автомобиля.

В автомобилях, выпускаемых зарубежными фирмами, применяются многочисленные системы активной безопасности, среди которых особо следует отметить антиблокировочную систему (АБС), а также нашедшие широкое применение в последнее время: систему помощи при торможении; систему, учитывающую при торможении перераспределение вертикальных реакций между колесами передней и задней осей; систему, обеспечивающую кур-

совую устойчивость автомобиля; систему управления схождение колес автомобиля, повышающую его устойчивость при маневрировании; систему автоматического управления подвеской с целью снижения колебаний поддрессоренной массы автомобиля, которая регулирует положение кузова автомобиля в движении, улучшая комфорт водителя и пассажиров, повышает безопасность движения на определенных режимах. Однако при движении по периодическим неровностям кроме колебаний кузова может возникнуть и другой опасный вид колебаний в подвеске автомобиля — резонансные колебания колес, возникающие при преодолении периодических неровностей с относительно короткой длиной волны и с достаточно высокой скоростью. Эти колебания могут резко снизить устойчивость движения и управляемость автомобиля и тем самым его активную безопасность. Поэтому актуальной является задача защиты автомобиля от возникновения этого явления для сохранения устойчивости его движения, по крайней мере, для отдельных типов автомобилей.

Вопросы исследования колебаний в системе поддрессирования автомобиля рассмотрены в многочисленных работах российских и зарубежных ученых [1–4]. Экспериментально доказано [1], что в движении автомобиля по автотрассам и по местности со скоростями, соответствующими низкочастотному резонансу, поддрессоренные массы испытывают интенсивные вертикальные и угловые колебания. Установлено, что в этом случае неподдрессоренные массы практически копируют неровности и поэтому, не оказывают влияния на колебания. При проезде коротких неровностей с большой скоростью поддрессоренные массы остаются практически неподвижными, а неподдрессоренные массы совершают колебания. Отмечено, что режим переезда с высокой скоростью коротких единичных неровностей длиной 1...3 м может приводить к интенсивным колебаниям неподдрессоренных масс. Для многоосных машин наблюдаются более высокие по сравнению с двухосными машинами значения второй собственной частоты, т. е. собственной частоты вертикальных колебаний ко-

лес, порядка $\omega = 46$ рад/с, обусловленные, в основном, значительным отношением поддрессоренных M и неподдрессоренных m масс: $\frac{M}{m} \cong 10$.

Стремление снизить неблагоприятное влияние этих процессов на плавность хода автомобиля обусловило разработку систем автоматизированного управления подвеской. Для управления колебаниями поддрессоренной массы были предложены активные и полуактивные системы поддрессоривания. Законы управления в этих системах поддрессоривания рассмотрены в теоретических исследованиях российских и зарубежных ученых [5–11]. Немецкой фирмой «Мерседес-Бенц» спроектирована и изготовлена система Active Body Control (ABC) — система автоматического управления подвеской с целью снижения колебаний корпуса на различных режимах движения автомобиля.

Стабилизация вертикального положения кузова автомобиля выполняется путем управления усилием между кузовом и колесом (или мостом) автомобиля. Для решения этой задачи применяются амортизаторы с регулируемыми характеристиками или используются специальные актюаторы, размещаемые в разных местах подвески колеса автомобиля. Во многих случаях в составе активных систем в качестве актюаторов применяются гидроцилиндры, входящие в структуру гидроприводов. Теория гидропривода представлена в работе [12].

Для анализа работы системы стабилизации вертикального положения кузова автомобиля достаточно использовать двухмассовую модель. Один из возможных вариантов блок-схемы системы управления положением кузова автомобиля по высоте приведен на рис. 1.

Аналогичным образом можно решать вопрос стабилизации вертикальных реакций на колесах автомобиля при его движении по периодическим неровностям. На этом режиме управление курсовой устойчивостью автомобиля может быть реализовано различными методами. В частности, это можно осуществить методом управления вертикальными реакциями дороги на колесо, а, более точно, стабилиза-

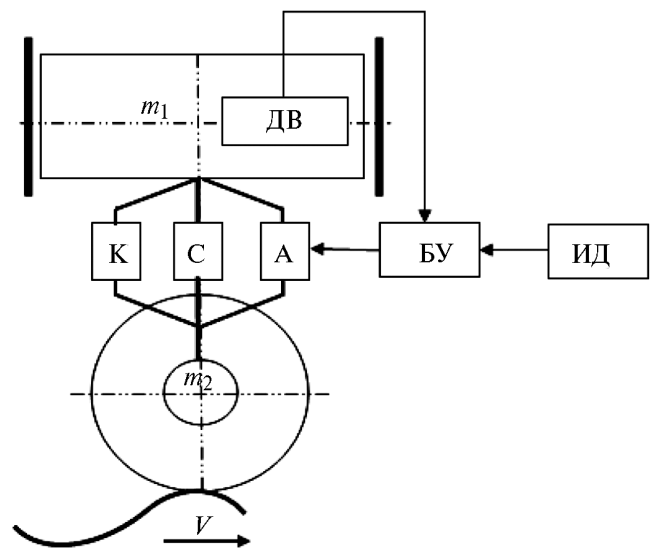


Рис. 1. Блок-схема системы управления положением по высоте кузова автомобиля:

- С — упругий элемент подвески колеса;
- К — амортизатор; А — актюатор в подвеске колеса;
- ДВ — датчик положения кузова автомобиля по высоте; БУ — блок управления; ИД — источник давления в гидросистеме

цией вертикальных реакций. Рассмотрим это подробнее.

При движении автомобиля по периодическим неровностям кроме неудобств для пассажиров, вызванных значительными колебаниями кузова (поддрессоренной массы) с собственной частотой, может возникнуть и другое неудобство — дискомфорт, обусловленный возникновением резонансных колебаний колес автомобиля с частотой собственных колебаний колес. Однако вибрационный дискомфорт вместе с возникающими повышенными нагрузками на детали подвески и рулевого привода — только малая часть неудобств. Пожалуй, главное неудобство связано с возникающим при этом снижением устойчивости движения автомобиля, что небезопасно. На таком режиме движения возможна почти полная потеря связи колес с дорогой наряду с почти полной потерей устойчивости автомобиля и его управляемости. В связи с качеством состояния дорог вероятность возникновения такого режима не так уж невелика. ДТП, причиной которых стало упомянутое явление, случаются регулярно.

В рассматриваемом режиме движения автомобиля причина потери связи колеса с дорогой —

возникновение вертикальных колебаний колес с большой амплитудой. Особенностью механической связи в вертикальном направлении колеса с дорогой является отсутствие отрицательной реакции дороги на колесо, т. е. дорога может отталкивать колесо, но не может его притягивать. При колебаниях колес с большой амплитудой возникают режимы, когда в течение определенной части периода колебаний колеса вертикальная реакция дороги на колесо оказывается нулевой. В этом случае колесо не может воспринимать боковую нагрузку и поэтому действие на автомобиль любой внешней боковой силы может вызвать его перемещение вбок, т. е. нарушить устойчивость движения автомобиля.

Рассмотрим способы, применением которых можно уменьшить вероятность возникновения нулевых вертикальных реакций на колесах автомобиля.

Один из возможных способов — снижение значений неподрессоренной массы. В базовом варианте значение неподрессоренной массы принято 100 кг. Собственная частота колес в этом случае составляет 7,5 Гц. Расчеты показали, что при уменьшении неподрессоренной массы в 2 раза собственная частота колес становится равной примерно 10,3 Гц. На этой частоте отклонения вертикальной реакции от среднего значения составляют 15 000 Н, а соотношение времени существования нулевой вертикальной реакции к периоду колебаний реакции равно 17/42, т. е. время существования нулевой реакции составляет примерно 41 % времени периода. На частоте возмущения от дороги 7 Гц отклонения вертикальной реакции от среднего значения 5 000 Н составляют 2 500 Н, оставаясь положительными. Как видно на частоте 7,5 Гц выигрыш существенен, но на более высокой частоте 10,3 Гц выигрыш невелик — уменьшение амплитуды на 16 % по сравнению со снижением на 50 % значения неподрессоренной массы. Таким образом, возможность возникновения режима с нулевыми реакциями, ведущего к потере устойчивости, остается весьма вероятной. В настоящее время конструкторы использовали все резервы для снижения неподрессоренной массы. Проблема

дальнейшего снижения значения неподрессоренной массы технически решается достаточно трудно.

Другим возможным способом повышения устойчивости движения автомобиля является управление реакциями с помощью специального управляющего устройства, например, актюатора в виде гидроцилиндра. Такое устройство может быть установлено там же, где его применяют для регулирования колебаний корпуса, например между кузовом и колесом. Отличие метода заключается в сигнале, используемом для управления работой актюатора. Это должен быть сигнал, являющийся функцией радиальной деформации шины. Последний может быть заменен функцией давления в шине.

В качестве расчетной схемы принимается схема, представленная на рис. 1 и содержащая ту же двухмассовую динамическую систему, но с измененным управлением. В новой схеме вместо датчика высоты кузова можно применить датчик радиальной деформации шины (рис. 2, а) или датчик давления в шине (рис. 2, б).

В простейшем виде система управления вертикальной реакцией в функции радиальной деформации шины может выглядеть как система с пропорциональным регулированием. Математическая модель этой системы имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= +c\Delta l + kv_{ds} - c_{\text{упр1}} \Delta h; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -c\Delta l - kv_{ds} + c_{sh} \Delta h + kv_{dsh} + c_{\text{упр1}} \Delta h; \\ R_z &\geq 0. \end{aligned}$$

Здесь m_1 — масса кузова автомобиля; m_2 — масса колесного узла; c — жесткость упругого элемента подвески; c_{sh} — радиальная жесткость шины колеса автомобиля; $c_{\text{упр1}}$ — коэффициент усиления в системе управления вертикальными реакциями по радиальной деформации шины; Δl — прогиб упругого элемента подвески от статического положения; v_{ds} — скорость поршня в амортизаторе; v_{dsh} — скорость прогиба шины; Δh — радиальная деформация шины от статического положения; R_z — реакция дороги на колесо (неподрессоренную массу).

В случае использования датчика давления в шине уравнения представляются в таком виде:

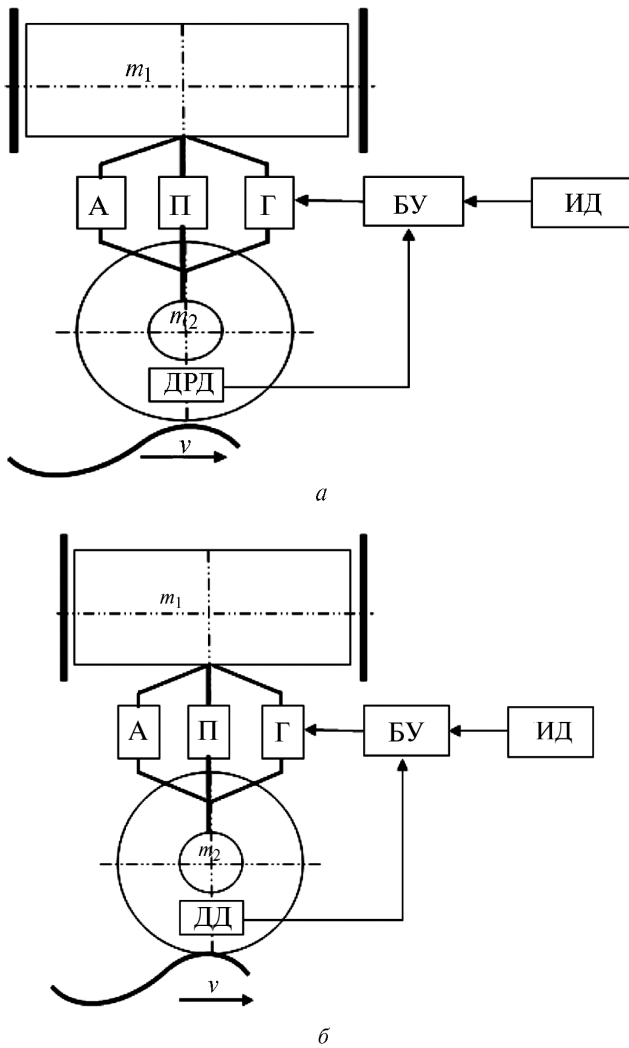


Рис. 2. Схема управления вертикальными силами, действующими от колеса на дорогу:

- a* — в функции радиальной деформации пневматической шины; *б* — в функции давления в пневматической шине;
- ДРД — датчик радиальной деформации колеса;
- А — амортизатор; П — пружина;
- Г — гидроцилиндр; БУ — блок управления;
- ИД — источник давления; ДД — датчик давления в шине

$$m_1 \ddot{x}_1 = +c\Delta l + kv_{ds} - c_{упр2} \Delta p;$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -c\Delta l - kv_{ds} + c_{sh} \Delta h + kv_{dsh} + c_{упр2} \Delta p;$$

$$R_z \geq 0,$$

где $c_{упр2}$ — коэффициент усиления в системе управления вертикальными реакциями по давлению в шине; Δp — отклонение текущего давления в шине от статического.

Амплитудно-частотная характеристика колебаний неподрессоренной массы при воз-

буждении от профиля дороги, представленная на рис. 3, показывает собственную частоту колеса.

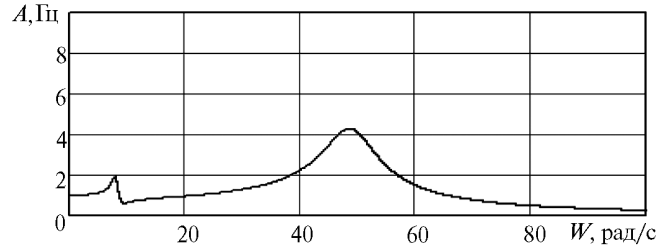


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика колебаний неподрессоренной массы при возбуждении от профиля дороги

Резонансную частоту можно определить также, используя имитационное моделирование движения автомобиля по периодическому профилю с переменной скоростью. Для этого применяют генератор с плавноизменяемой частотой. Для примера рассмотрим колебания в подвеске при движении по синусоидальному профилю с амплитудой 0,02 м. Процесс колебаний, изображенный на рис. 4, *a*, подтверждает, что резонансная частота колес в рассматриваемой системе с нелинейной связью колеса с дорогой равна примерно 7,5 Гц.

Для оценки устойчивости движения автомобиля по периодическому профилю имеет значение время нахождения колеса в состоянии, когда вертикальная реакция его равна нулю, т. е. когда колесо оторвано от дороги. При движении по профилю с амплитудой 0,02 м и длиной волны, вызывающей колебания колеса на резонансной частоте, колесо может отрываться от дороги (рис. 4, *б*). На режиме без использо-

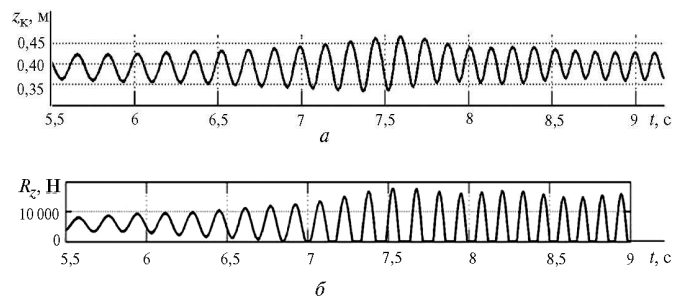


Рис. 4. Процессы колебаний:

- a* — неподрессоренной массы (оси колеса);
- б* — реакции дороги на колесо (неподрессоренную массу)

вания системы стабилизации вертикальных реакций колеса размах его колебаний составляет примерно 13,5 см. При этом вертикальная реакция изменяется в пределах 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%. Цель применения рассматриваемого метода — снижение вероятности возникновения такого режима или просто недопущение его. Безусловно, идеальным решением в этом случае является сохранение постоянства значения вертикальной реакции, но, поскольку это практически невозможно, следует решать задачу максимальной стабилизации ее значения.

Применение усовершенствованного управления вертикальными силами колеса позволяет снизить размах колебаний вертикальной реакции колеса с 18 000 до 180 Н (рис. 5, а). При этом амплитуда колебаний оси колеса мало отличается от колебаний высоты профиля дороги под ним.

В качестве одной из трудностей применения предлагаемого метода повышения устойчивости движения автомобиля может показаться необходимость больших энергетических затрат на управление. Более детальное изучение этого вопроса выявило, что при применении рационального метода управления, энергетические

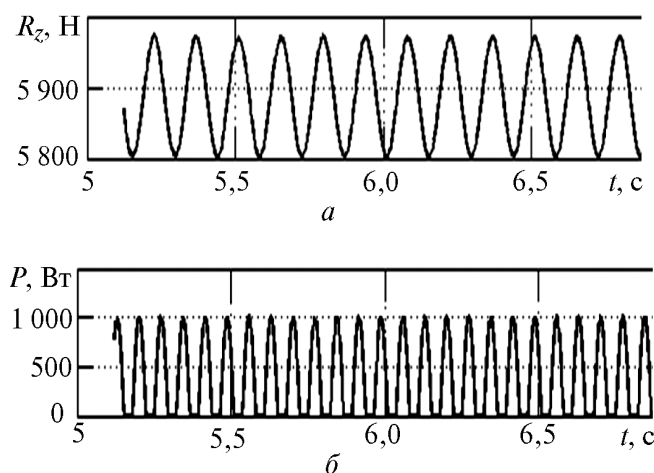


Рис. 5. Процессы колебаний в системе с управлением вертикальными реакциями колеса:

- а — вертикальная реакция дороги на колесо;
- б — мгновенная мощность, затрачиваемая на управление подвеской

затраты и значения требуемых мгновенных мощностей становятся приемлемыми.

Расчеты, выполненные для рассматриваемого примера, показывают, что значение средней мощности, затрачиваемой на процесс управления для стабилизации вертикальной реакции, составляет для наиболее опасного режима менее 200 Вт на одно колесо. Таким образом, для легкового автомобиля необходимые затраты мощности на рассматриваемое управление не превышают 1 кВт. Пиковая мощность в процессе управления на одном колесе не превышает 1 кВт (рис. 5, б), соответственно на четырех колесах максимальная пиковая мощность составляет 4 кВт. При мощностях современных моторов на массовых автомобилях (порядка 100 кВт и больше) эти затраты не превышают 1...2,5% располагаемой мощности. Учитывая важность вопросов безопасности движения автомобиля, такие энергетические затраты вполне приемлемы.

Очевидно, что при увеличении высоты неровностей дороги, возбуждающей колебания колес при движении автомобиля, мощность, потребная для стабилизации вертикальной реакции, будет расти. Зависимость средней мощности, потребной для описанного управления, от амплитуды периодического профиля дороги представлена на рис. 6. На рисунке видно, что потребная на регулирование мощность возрастает нелинейным образом и эта зависимость по виду напоминает параболическую.

Таким образом, исследование показало, что управление вертикальными реакциями дороги

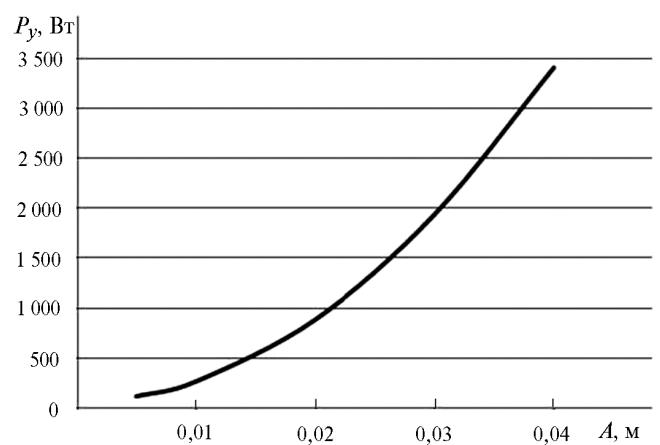


Рис. 6. Зависимость средней мощности, затрачиваемой на управление вертикальными реакциями, от амплитуды колебаний высоты профиля дороги

на колеса автомобиля является эффективным способом решения задачи повышения устойчивости движения автомобиля по периодическим неровностям. Современные средства управления усилиями в подвеске для регулирования вертикальных реакций дороги на колеса автомобиля позволяют осуществить упомянутое 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. Повышение плавности хода многоосного автомобиля с управляемой подвеской: Дисс. ... канд. техн. наук. М., 1992. 248 с.
3. Фурунжиев Р.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем. Минск: Высш. шк., 1977. 452 с.
4. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. М.: Машгиз, 1972. 192 с.
5. Жилейкин М.М. Повышение быстроходности многоосных колесных машин путем адаптивного управления упруго-демпфирующими элементами системы поддресоривания. Дисс. ... д-ра техн. наук. М., 2012. 280 с.
6. Жданов А.А., Липкевич Д.Б. Adcas — система автономного адаптивного управления активной подвеской автомобиля // Тр. ИСП РАН, 2004. Т. 7 (<http://cyberleninka.ru/article/n/adcas-sistema-avtonomnogo-adaptivnogo-upravleniya-aktivnoy-podveskoj-avtomobilya>). Дата обращения 16 мая 2013.
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. P. 239–247.
8. Crosby M.J., Karnopp D. C. The Active Damper — a New Concept for Shock and Vibration Control // 43-rd 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 // J. Dyn. Sys. Measurement and Control, 1988. Vol. 110. No. 3. P. 288–296.
10. Redfield R. C. Performance of Low-bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control // Vehicle System Dynamics, 1991. Vol. 20. P. 245–267.
11. Жеглов Л.Ф. Автоматические системы поддресоривания. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 48 с.
12. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.

References

1. Platonov S.V. *Formirovanie skorostnogo rezhima dvizheniia avtomobilia* [Formation of the high-speed mode of travel]. *Dinamika kolesnykh i gusenichnykh mashin: Mezhdvuzovskii tematiceskii sbornik* [The dynamics of wheeled and tracked vehicles: Interuniversity thematic collection]. Volgograd, 1980, pp. 28–34.
2. Sokolov A.V. *Povyshenie pлавности khoda mnogoosnogo avtomobilia s upravliaemoi podveskoi*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increased ride a car with multi-axis control suspension. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 1992. 248 p.
3. Furunzhiev R.I. *Avtomatizirovannoe proektirovanie kolebatel'nykh system* [Computer-aided design of vibrating systems]. Minsk, Vysshiaia shkola publ., 1977. 452 p.
4. Silaev A.A. *Spektral'naia teoriia podressorivaniia transportnykh mashin* [Spectral theory of suspension of transport vehicles]. Moscow, Mashgiz publ., 1972. 192 p.
5. Zhileikin M.M. *Povyshenie bystrokhodnosti mnogoosnykh kolesnykh mashin putem adaptivnogo upravleniia uprugodempfiruiushchimi elementami sistemy podressorivaniia*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Increased rapidity multi-wheeled vehicles by the adaptive control of elastic-damping elements of suspension system. Dr. Eng. sci. diss.]. Moscow, 2012. 280 p.
6. Zhdanov A.A., Lipkevich D.B. *Adcas — sistema avtonomnogo adaptivnogo upravleniia aktivnoi podveskoi avtomobilia* [Adcas — system of autonomous adaptive control of vehicle active suspension]. *Trudy ISP RAN* [Proceedings of the Institute for System Programming of Russian Academy of Sciences]. 2004, vol.7 Available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/adcas-sistema-avtonomnogo-adaptivnogo-upravleniya-aktivnoy-podveskoj-avtomobilya>. (Accessed 16 May 2013).
7. Karnopp D., Crosby M.J., Harwood R.A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. *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. *43-rd 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. *J. Dyn. Sys. Measurement and Control*, 1988. Vol. 110. No. 3. P. 288–296.
10. Redfield R.C. Performance of Low-bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control. *Journal of Vehicle System Dynamics*, 1991, vol. 20, pp. 245–267.
11. Zheglov L.F. *Avtomaticheskie sistemy podressorivaniia* [Automatic suspension system]. Moscow, Bauman Press, 2001. 48 p.
12. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic]. Moscow, Bauman Press, 2002. 320 p.

Статья поступила в редакцию 23.05.2013

Информация об авторе

РЯЗАНЦЕВ Виктор Иванович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ryazantsev1@yandex.ru).

Information about the author

RYAZANTSEV Viktor Ivanovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Wheeled Vehicles» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: ryazantsev1@yandex.ru).