

УДК 629.113

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ АДАПТИВНЫХ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПОДВЕСОК НА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

А.С. Горобцов¹, Ю.А. Поляков², А.И. Лебедев³

¹Волгоградский государственный технический университет,
Волгоград, Российская Федерация
e-mail: vm@vstu.ru

²Национальный исследовательский технологический университет “МИСиС”,
Москва, Российская Федерация
e-mail: polyakovua@mail.ru

³ООО “Военно-инженерный центр”, Нижний Новгород, Российская Федерация
e-mail: AleksandrIL@hq.basel.ru

Повышение эффективности решения задач совершенствования виброзащитных систем современных автотранспортных средств неразрывно связано с необходимостью поиска новых технических решений, позволяющих широко использовать различные варианты управления жесткостными и демпфирующими характеристиками подвески непосредственно в процессе движения автомобиля. В связи с этим значительные перспективы имеет создание математических моделей автомобилей с адаптивными подвесками, дающими возможность отладки конструкции подвески на этапе имитационного компьютерного моделирования. В настоящей работе с помощью пространственной модели автомобиля повышенной проходимости выполнена оценка влияния коэффициентов демпфирования адаптивных гидропневматических подвесок колес на виброн нагруженность конструкции с учетом больших движений твердых тел, точной кинематики элементов подвесок и особенностей их установки на автомобиле.

Ключевые слова: автомобиль повышенной проходимости с адаптивными гидропневматическими подвесками, большие движения твердых тел, коэффициенты демпфирования.

INFLUENCE OF DAMPING RATES OF ADAPTIVE HYDROPNEUMATIC SUSPENSIONS ON VIBRATION LOADING OF A CAR

A.S. Gorobtsov¹, Yu.A. Polyakov², A.I. Lebedev³

¹Volgograd State Technical University, Volgograd, Russian Federation
e-mail: vm@vstu.ru

²National Research Technological University (“MISIS”), Moscow, Russian Federation
e-mail: polyakovua@mail.ru

³ООО “Military Engineering Center”, Nizhni Novgorod, Russian Federation
e-mail: AleksandrIL@hq.basel.ru

The improvement of effectiveness in solving problems of perfection of vibroprotective systems of modern autotransport aids is inseparably linked with the need of seeking new technical solutions that allow the wide use of different variants to control the liquid and damping characteristics of the suspension during the car motion. In this connection, the creation of mathematical models of cars with adaptive suspensions,

which provide the debugging of suspension construction at the stage of computer simulation, is very promising. In this work, with the help of all-terrain car spatial model, the influence of damping rate of adaptive hydropneumatic suspensions on vibration loading of the car construction is estimated taking into account large displacements of solid bodies, exact kinematics of suspension elements and peculiarities of mounting them on the car.

Keywords: all-terrain car with adaptive hydropneumatic suspensions, large displacements of solid bodies, damping rate.

Компьютерные методы исследования динамики систем многих тел являются интенсивно развивающейся областью моделирования и достаточно широко применяются при проектировании и доводке машин. Эти методы реализуются в виде универсальных программных комплексов, включающих в себя функции формирования дифференциальных уравнений движения, численного интегрирования, обработки и вывода результатов решения. Наиболее известными примерами таких комплексов могут служить отечественные программы “Универсальный механизм” [1], “Эйлер” [2], PRADIS [3] и зарубежные ADAMS [4], DADS [5].

Отличительной особенностью настоящей работы является постановка задачи в расширенной трактовке, что предполагает отказ от гипотезы малых перемещений тел, традиционно используемой при подобных расчетах, и позволяет достаточно полно учитывать в расчетной схеме автомобиля геометрическую нелинейность движения элементов конструкции на базе дифференциально-алгебраических уравнений больших движений тел. Под большими движениями здесь подразумевается общепринятый термин, означающий точное описание в уравнениях динамики угловой ориентации тела, без использования допущения о малости углов поворота.

Такой подход позволяет при создании динамической модели автомобиля более точно учитывать такие свойства, как пространственный характер движения, структуру расчетной схемы, различные нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, многомерные детерминированные и случайные возмущения, а также обеспечивать возможность включения моделей специфических взаимодействий, например, качение эластичного колеса.

Цель настоящей работы — оценка по вертикальным ускорениям влияния коэффициентов демпфирования адаптивных гидропневматических подвесок колес на вибронегруженность конструкции автомобиля.

Динамическая модель автомобиля с адаптивными гидропневматическими подвесками колес. Рассмотрим многомассовую расчетную схему автомобиля повышенной проходимости с адаптивными

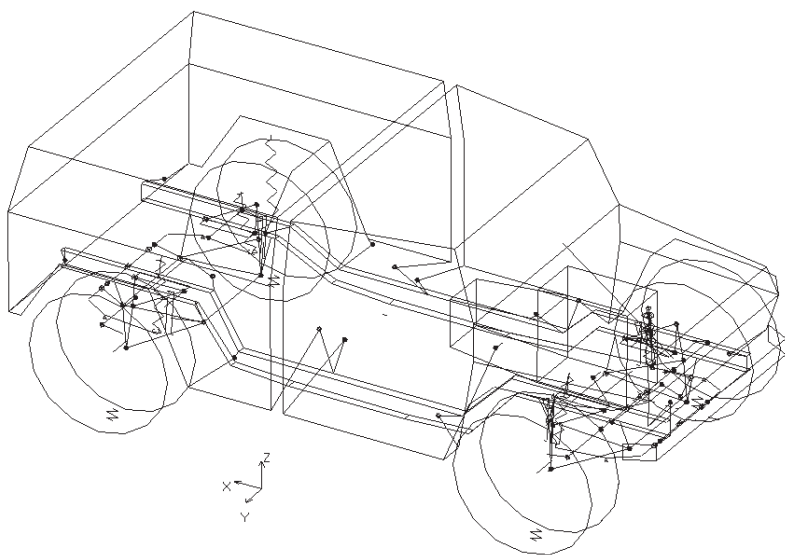


Рис. 1. Динамическая модель автомобиля с гидропневматическими адаптивными подвесками колес

гидропневматическими подвесками колес [6], учитывающую специфику кинематики элементов независимых подвесок и соответствующих упругодемпфирующих связей. Исследования динамики автомобиля проводились с помощью системы моделирования ФРУНД [7, 8].

Для динамической модели, расчетная схема которой приведена на рис. 1, все тела приняты абсолютно твердыми. Работа трансмиссии не учитывается, поэтому раздаточная коробка и соответствующие карданные валы в модели отсутствуют.

Динамическая модель рассматриваемого автомобиля состоит из рамы, кабины, фургона, силового агрегата, направляющего аппарата подвески, элементов рулевого управления, колес, связанных между собой соединительными элементами.

Кабина жестко крепится к раме в шести точках, кузов — также в шести точках. Продольно расположенный двигатель с коробкой передач в сборе установлен на раме на двух передних и двух задних виброизоляторах, имеющих одинаковые жесткостные и демпфирующие характеристики.

Особое внимание уделено независимым гидропневматическим подвескам колес (рис. 2). Направляющий аппарат подвески каждого из колес представлен двумя рычагами, качающимися в поперечной плоскости. Каждый верхний рычаг имеет V-образную форму, причем головки его крепления расположены в вершинах соответствующего треугольника. В отличие от верхнего, нижний рычаг подвески каждого колеса V-образной конфигурации снабжен осью для шарнирного подсоединения к ней нижней головки крепления гидропневматического упругого элемента.

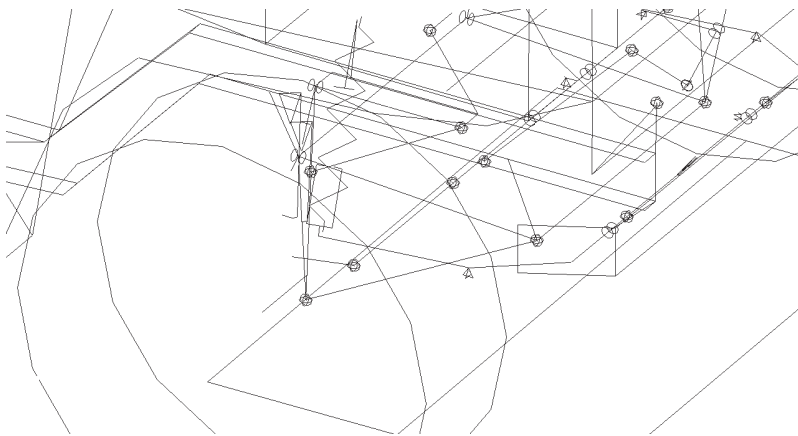


Рис. 2. Подвеска переднего правого колеса в динамической модели

Две головки в основании рычага с помощью сайлент-блоков крепятся шарнирно к кронштейнам рамы. Чтобы подчеркнуть, что они имеют одну общую ось качания, в модели автомобиля каждый рычаг выполнен треугольным. Что касается головки в вершине рычага, то в составе передней подвески она шарнирно подсоединяется к цапфе поворотного кулака, который, в свою очередь, жестко крепится к ступице колеса. В конструкции задней подвески указанная головка рычага крепится шарнирно к цапфе ступицы заднего колеса.

Таким образом, в разработанной модели удастся учитывать особенности конфигурации направляющих рычагов и их крепления, что позволяет принимать во внимание особенности их кинематики.

Обеспечение противодействия поперечным кренам автомобиля достигается включением в состав модели переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости. Каждый из них представляется состоящим из двух половин, соединенных элементом с заданной крутильной жесткостью. Концевая часть каждой из таких половин с помощью серьги шарнирно подсоединяется к нижнему рычагу подвески, а средняя часть крепится через резиновые подушки к кронштейну рамы автомобиля.

Функции упругого и демпфирующего устройств подвески совмещает в себе гидропневматический элемент. Его нижняя часть шарнирно крепится к оси нижнего рычага подвески, а верхняя — к кронштейну рамы автомобиля. Нелинейная характеристика гидропневматического элемента имеет вид известного из термодинамики уравнения политропы:

$$p = p_{ст} \frac{V_{ст}^n}{V^n} = p_{ст} \frac{V_{ст}^n}{(V_{ст} \pm \Delta V)^n} = p_{ст} \frac{V_{ст}^n}{(V_{ст} \pm Sx)^n} = p_{ст} \frac{1}{\left(1 \pm \frac{Sx}{V_{ст}}\right)^n},$$

где p — абсолютное давление газа в цилиндре; $p_{ст}$ — абсолютное давление в цилиндре, соответствующее начальному положению поршня (под статической нагрузкой); $V_{ст}$ — объем газа в цилиндре в начальном положении (под статической нагрузкой); S — площадь поршня; x — ход поршня от начального положения (при статической нагрузке); $\Delta V = Sx$ — изменение начального объема, соответствующее ходу поршня; $V = V_{ст} \pm \Delta V$ — объем газа в цилиндре; n — показатель политропы.

Показатель политропы n зависит от скорости деформации и теплообмена с окружающей средой. При статическом приложении нагрузки (изотермический процесс) $n = 1$, а при динамическом нагружении максимальное значение для двухатомного газа $n = 1,4$ (адиабатический процесс) [6, 9]. Как указано в работе [6], обычно в расчетах принимается $n = 1,25 \dots 1,3$.

К преимуществам гидропневматических упругих элементов относятся: нелинейность характеристики; компактность, обусловленная высоким давлением газа и объединением в одном узле упругого элемента и амортизатора; возможность регулирования высоты кузова над полотном дороги [6]. Недостатком является высокая стоимость, связанная с необходимостью изготовления деталей с высокой точностью.

Формирование уравнений движения системы тел основано на уравнениях Лагранжа первого рода. Уравнения динамики механической системы состоят из уравнений свободного движения тел и уравнений связей от кинематических пар. Кроме кинематических пар, связи между телами могут задаваться силами от упругодемпфирующих элементов, соединяющих тела.

Для упрощения численного интегрирования уравнений таких систем уравнения связей записываются во вторых производных (связи по ускорениям), что позволяет использовать явные методы интегрирования, без необходимости решать нелинейную систему уравнений относительно переменных состояния. Уравнения движения системы тел при таком подходе записываются в следующем виде [7]:

$$\begin{cases} M\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{D}^T \mathbf{p} = \mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t), \\ \mathbf{D}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{h}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}). \end{cases}$$

Здесь \mathbf{q} — вектор обобщенных координат всей системы размерностью n ; \mathbf{M} — матрица инерции; $\mathbf{f}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$ — вектор внешних сил, включающий в себя силы нагрузок, силы от упругодемпфирующих элементов и гироскопические силы; \mathbf{D} — матрица переменных коэффициентов уравнений связей от кинематических связей размера $k \times n$ (k — число связей); \mathbf{t} — символ транспонирования; $\mathbf{h}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q})$ — вектор правых частей уравнений связей; \mathbf{p} — вектор множителей Лагранжа.

Приведенная система уравнений является одной из форм записи уравнений Лагранжа первого рода. Численное решение уравнений движения системы уравнений проводилось с помощью явного метода Рунге – Кутты четвертого порядка точности.

Влияние коэффициентов демпфирования в гидропневматическом элементе на вибра нагруженность автомобиля по вертикальным ускорениям. Внешнее возмущение автомобиля со стороны дороги определяется двумя дискретными стационарными и случайными процессами изменения ординат микропрофиля дороги, подаваемых отдельно на правые и левые колеса. Ординаты микропрофиля представляют собой предварительно осредненные (для устранения низкочастотных составляющих) и сглаженные (этим достигается включение сглаживающей способности шины) случайные процессы, замеренные на дорогах автополигона.

Моделируется прямолинейное движение автомобиля по случайному микропрофилю с постоянной скоростью. В расчетах используются стандартные микропрофили автополигона НАМИ: ровный булыжник (время интегрирования 45 с, скорость движения 27 км/ч) и динамометрическая дорога (время интегрирования 45 с, скорость 60 км/ч).

Гидропневматический элемент совмещает в себе функции упругого и демпфирующего устройств подвески. При этом скоростная характеристика демпфирования задается кусочно-линейной функцией, состоящей из четырех участков, и учитывает различные коэффициенты сопротивления на дроссельном и клапанном режимах на ходах сжатия и отбоя.

При расчетах используют режим демпфирования, предусматривающий коэффициент сопротивления на дроссельном режиме, равный 40000 (Н·с)/м на ходе отбоя и 25000 (Н·с)/м — на ходе сжатия. На клапанном режиме указанные коэффициенты уменьшаются в 10 раз. Скорость начала открытия разгрузочных клапанов при ходах сжатия и отбоя составляет 0,1 м/с.

Как показано на рис. 3, *а*, при движении автомобиля по ровному булыжнику со скоростью 27 км/ч на спектрах вертикальных ускорений точки, расположенной на полу кабины, под сиденьем водителя, четко прослеживаются пики от трех первых гармоник возбуждения вертикальных колебаний, соответствующих длинам волны L ; $(1/2)L$; $(1/3)L$, где L — колесная база автомобиля [10]. Такое явление известно в анализе спектров транспортных машин и называется эффектом базы.

Как показано на рис. 3, *а*, *б* при моделировании движения по ровному булыжнику со скоростью 27 км/ч с увеличением коэффициентов

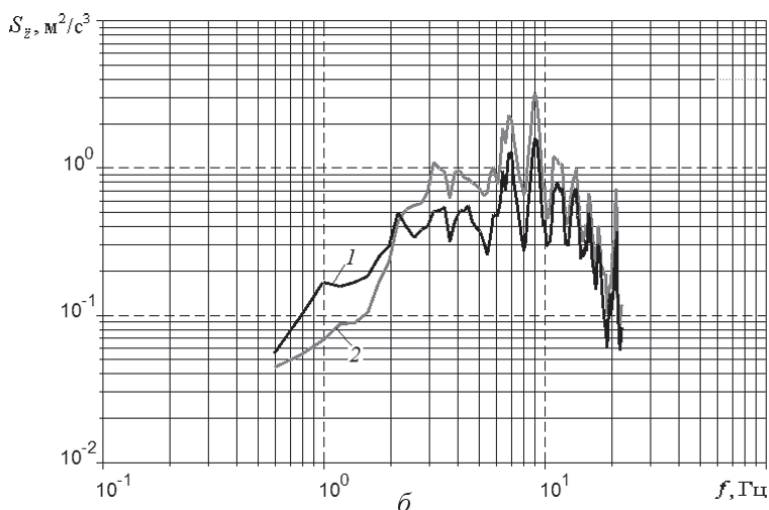
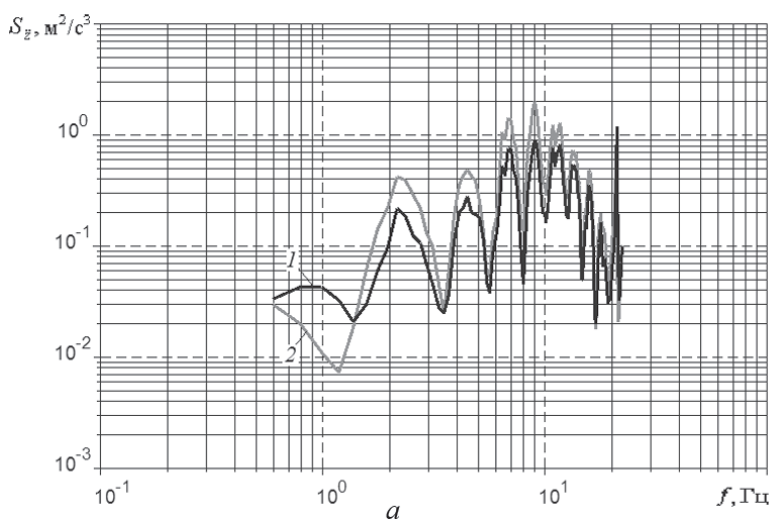


Рис. 3 (начало). Влияние коэффициентов демпфирования в гидропневматическом элементе подвески (1 — исходный вариант коэффициентов демпфирования; 2 — коэффициенты демпфирования увеличены в 2 раза). Спектры вертикальных ускорений:

a и *в* — на полу кабины, под сиденьем водителя, скорость движения 27 км/ч (ровный булыжник) и 60 км/ч (динамометрическая дорога) соответственно; *б* и *г* — на левом лонжероне рамы, над задним левым колесом, скорость движения 27 км/ч (ровный булыжник) и 60 км/ч (динамометрическая дорога) соответственно

демпфирования на дроссельном и клапанном режимах в 2 раза дисперсия вертикальных ускорений в зоне первого низкочастотного максимума (0,6... 1,5 Гц) уменьшается, а в зонах максимумов, обусловленных эффектом базы, — возрастает. При этом возрастание ординат максимумов, обусловленных эффектом базы, происходит на значительно меньшее значение, чем их уменьшение в зоне низкочастотного максимума, однако наблюдается в более широком диапазоне частот. По-

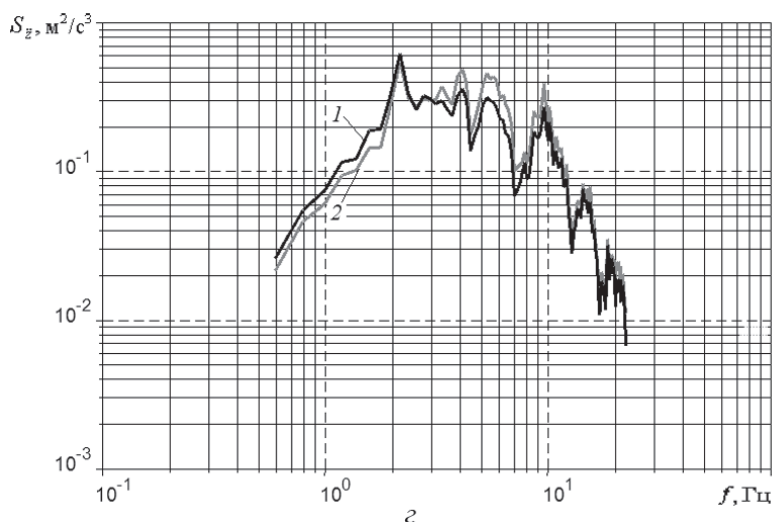
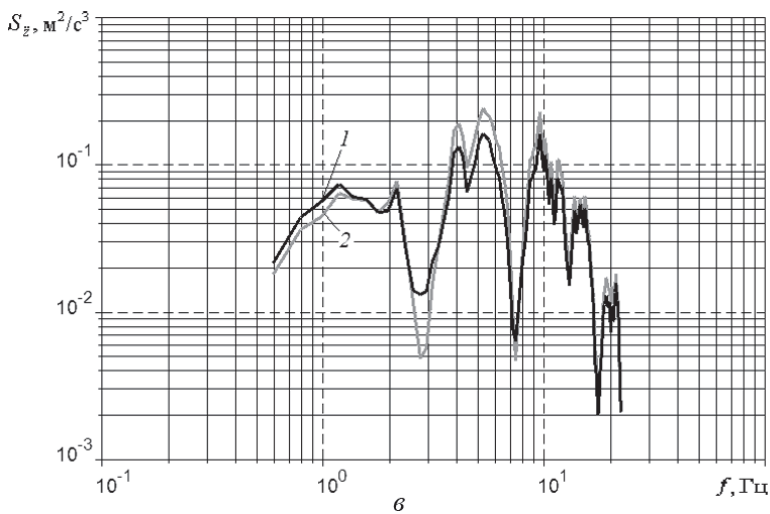


Рис. 3 (окончание)

этому уменьшение площади под графиком спектральной плотности в области низкочастотного резонанса может оказаться больше, чем увеличение площади в зонах максимумов, обусловленных эффектом базы. Такое обстоятельство вызывает рост суммарной площади, а следовательно, — дисперсии вертикальных ускорений и их СКО в диапазоне 0,6... 22,4 Гц.

Следовательно, при возрастании демпфирующих сил наибольший эффект по снижению вибронгруженности наблюдается в частотном диапазоне 0,6... 1,5 Гц.

Проведенное сопоставление спектров позволяет однозначно утверждать, что первый резонансный максимум расположен в зоне 1 Гц, а наблюдаемый в диапазоне 2... 3 Гц пик является первым максимумом, обусловленным эффектом базы.

При моделировании движения по участку динамометрической дороги со скоростью 60 км/ч прослеживаются аналогичные зависимости, однако влияние коэффициентов демпфирования существенно меньше, чем на ровном бульжнике (рис. 3, в, з). При этом на спектрах вертикальных ускорений в указанной ранее точке четко проявляется лишь максимум на частоте первой гармоники эффекта базы (см. рис. 3, в), определяемый длиной волны L .

При движении по динамометрической дороге влияние коэффициентов демпфирования существенно меньше, чем по дороге из ровного бульжника, поэтому рекомендуется при движении по дорогам с хорошим покрытием использовать исходный вариант коэффициентов демпфирования гидропневматических элементов подвесок, а при движении по дорогам плохого качества — их увеличение в 2 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ефимов Г.Б., Погорелов Д.Ю.* Универсальный механизм — пакет программ для моделирования динамики систем многих твердых тел. М.: Препринт ИПМ им. М.В. Келдыша РАН. 1993. № 77. 12 с.
2. *Vajkov V.* The simulation of the mechanical systems dynamics by Euler software // Journal of CAD and computer graphics. Moscow. 1998. No. 1. P. 38–48.
3. *Курдюк С.А., Шмелев Е.Н.* Особенности формирования математических моделей технических объектов средствами программного комплекса PRADIS // Информационные технологии. 1996. № 3. С. 14–19.
4. *Mechanical Dynamics* // ADAMS Internet Site <http://www.adams.com>. Mechanical Dynamics Incorporated. Ann Arbor, MI, USA. 2001.
5. *Computer Aided Design Software Inc. DADS, User's Guide.* 1992. 241 p.
6. *Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; под ред. А.И. Гришкевича.* Минск: Высш. шк., 1987. 200 с.
7. *Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнев А.Е., Поляков Ю.А.* Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. М.: Машиностроение, 2011. 463 с.
8. *Горобцов А.С.* Программный комплекс расчета динамики и кинематики машин как систем твердых и упругих тел // Справочник. Инженерный журнал. 2004. № 9. С. 40–43.
9. *Певзнер Я.М., Горелик А.М.* Пневматические и гидропневматические подвески: Монография. М.: Машгиз, 1963. 320 с.
10. *Яценко Н.Н.* Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей: Монография. М.: Машиностроение, 1972. 372 с.

REFERENCES

- [1] Efimov G.B., Pogorelov D.Yu. Universal'nyy mekhanizm — paket programm dlya modelirovaniya dinamiki sistem mnogikh tverdykh tel [Universal mechanism — the software package for simulation system dynamics of many solids]. Moscow, preprint no. 77 of the Keldysh Inst. Appl. Math., IPM im. M.V. Keldysha Publ., 2008. 12 p. Available at: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2008-77> (accessed 30.08.2013).

- [2] Bajkov V. The simulation of the mechanical systems dynamics by Euler software. *Journ. of CAD and comp. graphics*. Moscow, 1998, no. 1, pp. 38–48.
- [3] Kurdyuk S.A., Shmelev E.N. Features of formation mathematical models of engineering objects means of software package PRADIS. *Informatsionnye tekhnologii [Informational technologies]*, 1996, no. 3, pp. 14–19 (in Russ.).
- [4] Mechanical Dynamics. ADAMS Internet Site Mechanical Dynamics Incorporated. Ann Arbor, MI, USA. 2001. Available at: <http://www.adams.com> (accessed 02.02.2014).
- [5] Computer Aided Design Software Inc. DADS. *User's Guide*, 1992. 241 p.
- [6] Grishkevich A.I., Lomako D.M., Avtushko V.P., eds. *Avtomobili: konstruktsiya, konstruirovaniye i raschet. Sistemy upravleniya i khodovaya chast'yu [Cars: design, development engineering and calculus. The operating system and running gear]*. Minsk, Vysshaya Shkola Publ., 1987. 200 p.
- [7] Gorobtsov A.S., Kartsov S.K., Pletnev A.E., Polyakov Yu.A. *Komp'yuternye metody postroeniya i issledovaniya matematicheskikh modeley dinamiki konstruktsiy avtomobiley [Computer methods of constructing and studying of mathematical models for car structural dynamics]*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2011. 463 p.
- [8] Gorobtsov A.S. Program complex calculation of dynamics and kinematics machines as systems of rigid and elastic body system. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniyami [Handbook. Engineers journal with applications.]*, 2004, no. 9, pp. 40–43 (in Russ.).
- [9] Pevzner Ya.M., Gorelik A.M. *Pnevmaticheskie i gidropnevmaticheskie podveski [Air spring and hydro-pneumatic suspension]*. Moscow, Mashgiz Publ., 1963. 320 p.
- [10] Yatsenko N.N. *Kolebaniya, prochnost' i forsirovannye ispytaniya gruzovykh avtomobiley [Vibrations, ruggedness and augmented test of automotive truck]*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 372 p.

Статья поступила в редакцию 09.07.2013

Александр Сергеевич Горобцов – д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой “Высшая математика” Волгоградского государственного технического университета. Автор более 150 научных работ в области компьютерного моделирования и исследования динамики элементов виброзащитных систем и вибронгруженности конструкций автомобилей.

Волгоградский государственный технический университет, Российская Федерация, 400131, Волгоград, пр-т Ленина, д. 28.

A.S. Gorobtsov – Dr. Sci. (Eng.), professor, head of “Higher Mathematics” department of the Volgograd State Technical University. Author of more than 150 publications in the field of computer simulation and investigation of dynamics of vibroprotective system elements and vibration loading of car constructions.

Volgograd State Technical University, prosp. Lenina 28. Volgograd, 400131 Russian Federation.

Юрий Анатольевич Поляков – канд. техн. наук, доцент кафедры “Физика” Национального исследовательского технологического университета “МИСиС”. Автор более 50 научных работ в области компьютерного моделирования и исследования динамики элементов виброзащитных систем и вибронгруженности конструкций автомобилей.

Национальный исследовательский технологический университет “МИСиС”, Российская Федерация, 119049, Москва, Ленинский пр-т, д. 4.

Yu.A. Polyakov – Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Physics” department of the National Research Technological University “MISIS”. Author of more than 50 publications in the field of computer simulation and investigation of dynamics of vibroprotective system elements and vibration loading of car constructions.

National Research Technological University (“MISIS”), Leninskiy prosp. 4, Moscow, 119049 Russian Federation.

Александр Игоревич Лебедев — директор департамента планирования ООО “Военно-инженерный центр”. Специалист в области компьютерного моделирования и исследования динамики элементов виброзащитных систем и вибронгруженности конструкций автомобилей.

ООО “Военно-инженерный центр”, Российская Федерация, 603004, Нижний Новгород, пр-т Ленина, д. 88.

A.I. Lebedev — director of department for planning of ООО “Military Engineering Center”. Specializes in the field of computer simulation and investigation of dynamics of vibroprotective system elements and vibration loading of car constructions.

ООО “Military Engineering Center”, Nizhni Novgorod, Russian Federation.

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана

Сдано в набор 15.02.2014

Формат 70 × 108/16

Заказ

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана

Подписано в печать 25.03.2014

Усл.-печ. л. 11,55

Уч.-изд. л. 12,35