

ИССЛЕДОВАНИЕ МАКЕТА ПОДВЕСКИ СИДЕНЬЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

к. ф.-м. н. Докукова Н.А., Голод С.В., Кафтайкина Е.Н.

УО «Белорусский государственный университет», Минск

Опыт проектирования подвесок транспортных средств показывает [1-3], что использование устройств, обеспечивающих квазиулеву жесткость, позволяет существенно снизить первую резонансную частоту по величине и устремить ее значение к нулю с увеличением силы сопротивления более чем в 20 раз для виброизоляторов с квазиулеву жесткостью и с пневматическими элементами. Система виброизоляции с квазиулеву жесткостью на основе «фермы Мизеса», предложенная профессором Алабужевым П.М. [3] с упругими пружинами, снижает первую резонансную частоту в 1,02 раза. В последнем случае работа сил сопротивления незначительна – площадь петли гистерезиса составляет бесконечно малую величину толщины кривой кубической зависимости относительно перемещения. Одним из основных недостатков этих методик виброизоляции является существование небольшой зоны рабочего размаха перемещений, на котором жесткость равна нулю. Период смещений и максимум амплитуд не меняются, изменяется графический вид этих характеристик. В течение одного периода колебаний виброизолируемый объект продолжительнее задерживается в области нулевых значений перемещения и резко дважды проскакивает до своих противоположных максимальных значений. Такое явление авторы методик виброизоляции с квазиулеву жесткостью назвали – «перескок». При этом система, не имея достаточных сил сопротивления в случае «фермы Мизеса», отклоняется на недопустимо большую величину. Для предотвращения этого предложена конструкция с упругими ограничителями, в следствие чего происходят ударные действия с переменным кулоновым трением, для поглощения и рассеивания излишней кинетической энергии, приобретенной виброизолируемым телом. Разработчики предлагают внедрить в динамическую систему элемент с регулируемой силой сопротивления, характер которой должен быть регрессивным, силы должны возрастать пропорционально отклонению защищаемого объекта от положения равновесия, и при этом автоматически отключаться, обращаясь в ноль во время остановки тела и в прохождении им положений равновесия. Для этих мероприятий потребуются дополнительные теоретические исследования о формировании сил сухого трения и доработка конструкции. Предлагается совершенно иной подход к рассматриваемой проблеме, учитывающий последнее замечание в полной мере. Сила сопротивления виброизолятора должна обеспечивать гашение высоких скоростей изолируемых тел и снижение больших амплитуд виброперемещений на резонансных частотах за период колебания. Такое гашение способны совершать амортизаторы с гидродинамическими свойствами, преобразуя кинетическую энергию виброизолируемого объекта в тепловую.

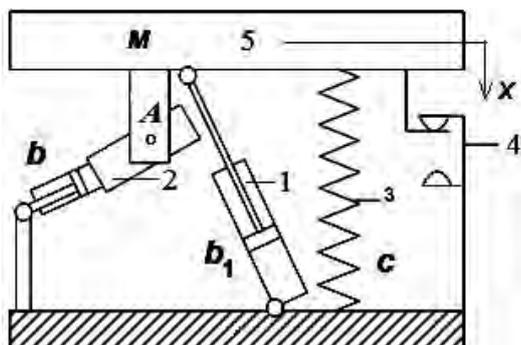


Рисунок 1 – Подвеска сиденья транспортного средства

Получены патенты на полезные модели [4, 5]. Задача предлагаемой модели состоит в уменьшении накопления энергии в конструкции, в условиях ограниченности хода подвески, увеличении комфорта сиденья. Технический результат достигается за счет улучшения динамических качеств подвески, путем усовершенствования конструкции и использования элементов, рассеивающих энергию, установленных особым образом.

Подвеска сиденья транспортного средства [5], состоящая из посадочного места, неподвижного основания, упругого элемента, демпфирующего устройства, эластичных упоров, отличающаяся тем, что содержит дополнительное демпфирующее устройство 2 на рисунке 1.

Стандартный серийный амортизатор работает равномерно в течение всего заданного хода подвески на внешних нагрузочных режимах не превышающих величин Mg и состоит из элементов: демпфера 1, закрепленного в точке А на схеме рисунка 1, пружины 3, упругих упоров 4 и сиденья оператора 5. При этом эластичные упоры 4 на рисунке 1 не позволяют произойти

жесткому удару с одной стороны, а с другой стороны при вступлении в работу данных дополнительных упругих элементов 1 и 3 увеличивается резонансная частота всей подвески, что ухудшает ее гасящие свойства, а при определенных условиях приводит к динамическому усилению колебаний за один расчетный ход подвески, воздействующих на сидение, в связи со сближением резонансных колебаний от основания кабины и динамической резонансной частоты сидения. Эластичные упоры являются элементами, накапливающими энергию и затем отдающими ее. Все вышеперечисленное приводит к тому, что сиденье при работе в реальных условиях эксплуатации транспортного средства в режимах, близких к граничным режимам хода подвески, не ослабляет колебаний, воздействующих на оператора, а усиливает их. Это является недостатком выпускаемой конструкции.

Проблемным является нахождение такого технического решения, которое позволит свести к минимуму усиления колебаний на режимах, близких к граничным режимам хода подвески, и в то же время существенно не ухудшить качество работы подвески при более слабых уровнях воздействующих на нее возмущений. Технический результат достигается за счет улучшения динамических качеств подвески, путем усовершенствования конструкции и использования элементов, рассеивающих энергию, установленных особым образом. Подвеска транспортного средства включает в себя, рисунок 1, – стандартное демпфирующее устройство 1, дополнительное демпфирующее устройство 2, упругий элемент 3, выполненный в виде пружины, эластичные упоры 4, посадочное место 5, неподвижное основание.

У новой подвески сиденья транспортного средства стандартное демпфирующее устройство 1 работает равномерно в течение всего хода подвески, дополнительное демпфирующее устройство 2 меняет свои характеристики в зависимости от положения подвески. При прохождении подвески средних положений дополнительное демпфирующее устройство 2 оказывает малое влияние на колебания сидения. По мере отклонения подвески до максимального положения меняется угол наклона дополнительного демпфирующего устройства 2, что приводит к усилению воздействия обоих демпфирующих элементов 1 и 2 на режим работы подвески. При рациональном выборе параметров всех элементов подвески и приближении их к граничным положениям ее хода можно практически избежать нежелательных ударных нагрузок в его конце.

Новая конструкция позволит улучшить виброизоляцию сиденья транспортного средства, избежать ударов в крайних положениях рабочего хода подвески, влияния которых снижают надежность конструкции, избежать резкого усиления ускорений, их воздействия на оператора, что позволит работать оператору более комфортно на повышенных уровнях ускорений транспортного средства, работать на больших скоростях и с большей производительностью. Принципиальное отличие существующих подходов в ограничении хода подвески заключается в том, что применяемые буферные элементы при вступлении в работу накапливают энергию и затем ее отдают при разжимании, в предлагаемой полезной модели эта энергия рассеивается в демпфирующих устройствах, превращаясь в тепловую энергию, и обратно не возвращается.

Проведены расчеты двух конструкций серийной и новой макетной рисунок 1 [5]. У серийной подвески, выпускаемой на РУП МТЗ, демпфирующий элемент 1 закреплен в точке А на схеме рисунка 1. В общей постановке задача динамики подвески сиденья транспортного средства получена на основании использования уравнения Лагранжа II рода – является нелинейной и решалась численно. В силу ее громоздкости приведем постановку в общем виде

$$a_1(t)\ddot{x} + a_2(t)\dot{x} + a_3(t)x = Mg \cos(\omega t) \quad (1)$$

Листинги результатов расчетов на рисунках 2-5, здесь элемент 5 имеет массу M и совершает вертикальные перемещения $x(t)$, элемент 3 имеет упругость c , элемент 1 коэффициент демпфирования – b_1 , элемент 2 коэффициент демпфирования – b , нагрузка прикладываемая к телу 5 – $Mg \cos(\omega t)$, ω – частота внешней нагрузки, $a_i(t)$, $i=1, 3$ – коэффициенты, зависящие от геометрического положения частей механизма в произвольный момент времени и физических параметров системы. Заданы параметры: $M = 75$ кг, $c = 3350$ кг/с², $b_1=1500$ кг/с для серийной подвески. Расчет динамических характеристик серийной подвески транспортного средства с коэффициентами $b_1=1500.0$ кг/с при $b=0$ кг/с представлен на рисунке 2 а, макета новой конструкции с коэффициентами $b=b_1=1500.0$ кг/с на рисунке 2 б. Перемещения места оператора на резонансной частоте снижены в 1,3 раза или на 23 %.

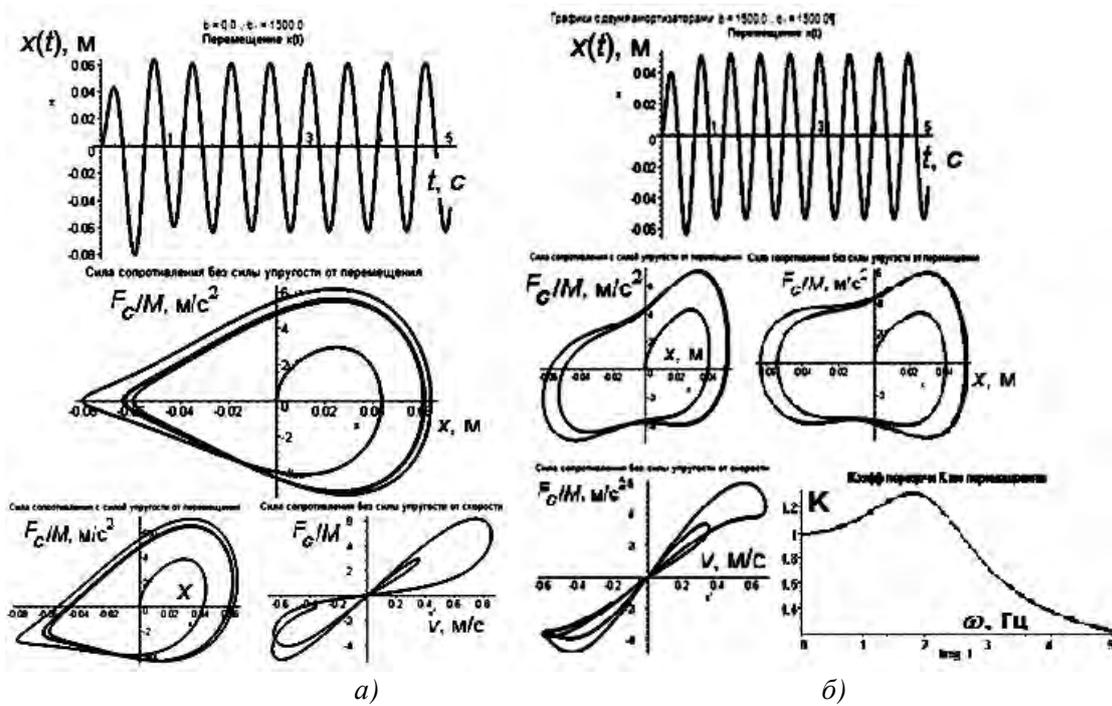


Рисунок 2 – Листинг программы расчета перемещений, силы сопротивления математической модели (1) для серийной подвески с элементом 1, величина которого $b_1=1500$ кг/с, на а, и новой подвески с коэффициентами $b = b_1= 1500$ кг/с на б

Следуя методике выбора рациональных параметров пассивных амортизаторов, развитой в [6-9], коэффициенты механической системы должны соответствовать критерию:

$$\int_0^{2\pi/\omega} a_2(t)dt \geq 2 \int_0^{2\pi/\omega} \sqrt{a_1(t)a_3(t)}dt \cdot \quad (2)$$

Численные значения физических величин, входящих в уравнение динамики (1), можно отыскать, линеаризуя и обезразмеривая уравнение (1) с использованием критерия (2).

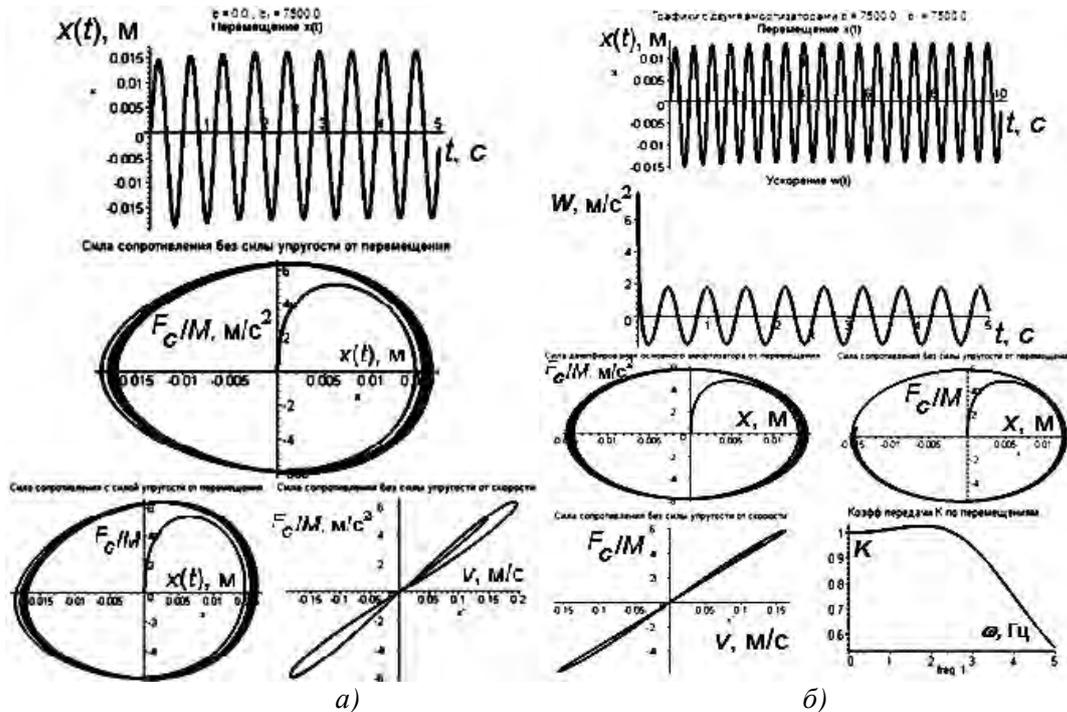


Рисунок 3 – Листинг программы расчета перемещений, силы сопротивления математической модели (1) для серийной подвески с элементом 1, величина которого $b_1=7500$ кг/с, на а, и новой подвески с коэффициентами $b = b_1= 7500$ кг/с на б

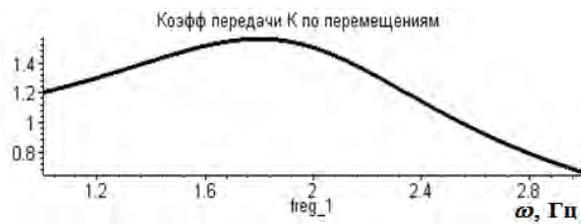
Тогда для схемы на рисунке 1 и выбранных параметров коэффициенты демпфирования b и b_1 должны удовлетворять условиям $b > 2173$ кг/с и $b_1 > 6800$ кг/с. Выберем их значения равными $b = b_1$ и проведем расчет со значением 7500 кг/с. Численные результаты отражены на рисунке 3 б. В последнем случае смещения сидения водителя происходит в пределах 3 см на резонансной частоте $\omega = 1.8$ Гц и при нагрузочном режиме $Mg \cos(\omega t)$. Это почти в 5,3 раза ниже, чем для серийной подвески с коэффициентом $b_1=1500$ кг/с рисунок 2 а. При этом на высоких частотах колебания существенно снижаются. Если для серийной подвески увеличить коэффициент $b_1=7500.0$ кг/с, то перемещения снижаются в 4,2 раза по сравнению с выпускаемой серийной подвеской с $b_1=1500.0$ кг/с при тех же условиях нагружения и том же режиме работы на низшей резонансной частоте, рисунок 3 а.

Результаты проведенных расчетов сгруппированы в таблице 1. Предлагаемая новая модель макета подвески сиденья транспортного средства на 15-25% эффективнее, чем ныне применяемая серийная подвеска сидения водителя. Сравнивая максимальный ход подвески сидения серийного образца с ходом макетного убеждаемся, что эффективность последнего возрастает до 80% при более низком коэффициенте передачи усилий близ лежащим конструкциям.

Таблица 1 – Значения физических параметров, исследуемых подвесок сидения водителя

Вид подвески	Коэффициенты демпфирования амортизаторов b_1 и b , кг/с	Модель подвески с элементом 1, закрепленным как у серийного образца, рисунок 1		Модель макетного образца подвески, рисунок 1		
		Максимальный ход подвески сидения, см	Сила сопротивления, отнесенная к единице массы, м/с ²	Максимальный ход подвески сидения, см	Сила сопротивления, отнесенная к единице массы, м/с ²	Коэффициент передачи усилий
1	2	3	4	5	6	7
Серийная подвеска	$b_1 = 1500$ $b = 0$	14,2	6,2	11,0	5,0	1,5
	$b_1 = 2173$ $b = 0$	11,0	6,2	8,2	5,8	1,25
	$b_1 = 7500$ $b = 0$	3,5	6,2	2,8	6,0	1,15
Один горизонтальный амортизатор	$b_1 = 0$ $b = 1500$	18,0	6,0	18,0	6,0	8,0
	$b_1 = 0$ $b = 6613$	10,5	10,0	10,5	10,0	1,25
	$b_1 = 0$ $b = 7500$	10,0	10,0	10,0	10,0	1,25
Два амортизатора	$b_1 = 1500$ $b = 1500$	13,2	8,0	11,2	6,4	1,25
	$b_1 = 7500$ $b = 7500$	3,2	6,2	2,7	6,0	1,15

Представлены численные зависимости коэффициента передачи макетного образца сидения трактора от частоты внешнего воздействия рисунок 4 а для сравнения с экспериментальным рисунок 4 б, полученным на испытательном полигоне РУП МТЗ. Достоверное совпадение теоретических и экспериментальных кривых позволяет утверждать, что математическая модель выбрана удачно, все аналитические выводы по определению рациональных параметров многоэлементных динамических систем и режимов работы соответствуют реальным [6-9].



а)

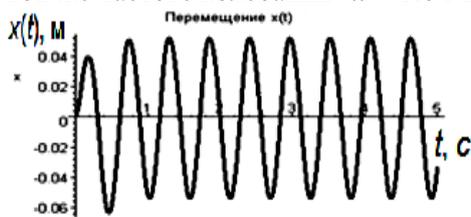


б)

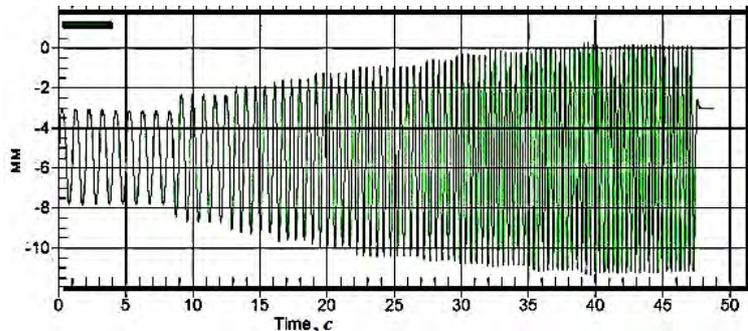
Рисунок 4 – Аналитические зависимости коэффициента передачи макетного образца сиденья трактора от частоты на а, и экспериментальные – на б)

Для макетного образца подвески сиденья транспортного средства, находящегося под нагрузочным режимом $7,213\cos(\omega t)$ м/с², $\omega = 1.8$ Гц, на низшей резонансной частоте с коэффициентами $b_1 = 1500$ кг/с и $b=0$ кг/с получена кривая коэффициента передачи сиденья трактора – рисунок 4 а, соответствующая верхней экспериментальной кривой α на рисунке 4 б.

По частоте и амплитудам графики на рисунках 5 а и 5 б практически совпадают. Для установившихся колебаний на осциллограмме рисунка 5 б перемещение составляет 11,2 см. Аналогичные замеры на графике аналитических вычислений составляют 11,3 см рисунок 5 а, при той же частоте колебаний $\omega = 1.8$ Гц.



а)



б)

Рисунок 5 – Аналитические зависимости перемещения макетного образца сиденья трактора от времени – а, экспериментальные зависимости – б

Исследование макета подвески сиденья транспортного средства и патента на полезную модель [4, 5] показывают, что

— конструкция в заявке более гибкая к изменениям физических параметров демпфирования. Малые их приращения, по нашей методике (1), (2), приводят к существенному снижению высоких уровней вибраций, амплитуд и сил инерции;

— серийная конструкция, по этой же причине, менее чувствительна к изменениям коэффициентов демпфирования. Для нее следует значительно увеличивать этот параметр, в три с половиной раза, чтобы погасить повышенный уровень вибраций и хода – максимального перемещения сиденья;

— теоретические результаты сопоставлены с экспериментальными. Получено достоверное совпадение;

— исследован макет подвески сиденья водителя для колесных тракторов «Беларус».

Научная и практическая значимость полученных результатов заключается в простоте использования основных аналитических зависимостей при проектировании и выборе эксплуатационных режимов работы виброизоляторов, гидроупругих опор, пассивных и активных амортизаторов для автомобильной техники Республики Беларусь.

РЕЗЮМЕ

Проанализированы основные типы виброизолирующих устройств, встречающихся в машиностроении: с пневматической подвеской, с «фермой Мизеса», с системой Алабужева, упругие части которых обеспечивают квазинулевою жесткость, и демпфирующими

амортизаторами; приведены новые виды амортизаторов, в полученных охранных документах – патентах на полезную модель, их преимущества, технические особенности, расчетные модели и численные параметры, отличающиеся от исследуемых выше; сопоставлены расчетные характеристики рассмотренных типов виброамортизаторов.

Научная и практическая значимость полученных результатов заключается в простоте использования основных аналитических зависимостей при проектировании и выборе эксплуатационных режимов работы виброизоляторов, гидроупругих опор, пассивных и активных амортизаторов для автомобильной техники Республики Беларусь.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пилипенко В.В. Пневматические системы виброзащиты с квазиулевым жесткостью/ Пилипенко В.В., Пилипенко О.В., Запольский Л.Г. // Техн. механика. 2008. – № 2.
2. Зотов А.Н. / Зотов А.Н., Ахияров Д.Т. Надыршин Р.Ф. Ударозащитная система с квазиулевым жесткостью// Нефтегазовое дело. 2006.
3. Алабушев П.М. Виброзащитные системы с квазиулевым жесткостью/ Алабушев П.М. и др.; Под ред. К.М. Рагульска. – Л.: Машиностроение. 1986. – 96 с.
4. Шаметко С.А., Орехов М.Б., Голод С.Н., Докукова Н.А., Кафтайкина Е.Н. Подвеска сиденья транспортного средства /Патент на полезную модель. № 8548 , 2010.02.28 , В 60N 2/50. Патент получен 28.08.2012.
5. Докукова Н.А., Голод С.Н., Кафтайкина Е.Н. Подвеска сиденья транспортного средства /Патент на полезную модель. № 8521 , 2012.08.30 , В 60N 2/54. Патент получен 28.08.2012.
6. Dokukova N. A./ Dokukova N. A. and Konon P. N. Generalities of passive vibration dampers isolating vibrations// Journal of Engineering Physics and Thermophysics. 2006. – Volume 79. – Number 2. – Pages 412-417. Publisher Springer New York, ISSN: 1062-0125.
7. Dokukova N. A./Dokukova N. A. and Konon P. N. General laws governing in mechanical vibratory systems// Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 2006. – Volume 79. – Number 4. – Pages 824-831. Publisher Springer New York, ISSN: 1062-0125.
8. Dokukova N. A./Dokukova N. A., Martynenko M. D. and Kaftaikina E. N. Nonlinear vibrations of hydraulic shock absorbers// Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 2008. – Volume 81. – Number 6. – Pages 1197-1200. Publisher Springer New York, ISSN: 1062-0125.
9. Dokukova N. A./Dokukova N. A., Konon P. N. and Kaftaikina E. N. Nonnatural vibrations of hydraulic shock-absorbers// Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – 2008. – Volume 81. – Number 6. – Pages 1191-1196. Publisher Springer New York, ISSN: 1062-0125.

SUMMARY

Analysis of the main types of anti-vibration devices encountered in mechanical engineering: air suspension , with «farm Mises» system Alabuzheva , the elastic part of which provide quasi-zero stiffness and damping shock absorbers , are the new kinds of shock absorbers in the resulting protective rights – patents for utility model their advantages , technical features , design models and numerical parameters that differ from the above study , compared the design characteristics of the above types of shock absorbers. Scientific and practical importance of these results is the simplicity of use of the basic analytical relationships in the design and selection of operating modes of vibration isolators, hydroelastic supports passive and active shock absorbers for motor vehicles of the Republic of Belarus.

Поступила в редакцию 10.10.2013