

## СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЯТИ ТИПОВ ВИБРОАМОРТИЗАТОРОВ

к.ф.-м.н. Докукова Н.А., Кафтайкина Е.Н., студ. Конон Н.П.

УО «Белорусский государственный университет», Минск

**Введение.** Комфортабельность транспортных средств, его качество и надежность существенно зависят от уровня виброзащиты и влияния динамических нагрузок. Для изоляции от вредных колебательных режимов широко используются различные виброзащитные системы с металлическими, пневматическими, гидравлическими и резино-пластическими упругими элементами. Основными факторами добротности этих систем являются собственная частота колебаний и несущая способность. Совершенствование способов виброгашения в настоящее время идет по пути снижения низшей частоты колебаний защищаемого объекта. Разработка простых и эффективных конструкций автономных подвесок, обеспечивающих улучшение ходовых характеристик, удобство при езде и долговечность эксплуатации для широкого класса автомобилей малых и средних классов, входит в число важнейших проблем сегодняшнего автомобилестроения.

Современные конструкции виброзащитных систем, подвесок кресел водителей, отвечающие требованиям санитарных норм, имеют элементы автоматики, требуют наличия пневмосистем высокого давления, а также демпфирующих устройств. Такие системы дорогостоящи в изготовлении, сложны в обслуживании и требуют при изготовлении высокоточных и специальных производств. Поэтому разработка системы виброзащиты водителя, которая при невысокой стоимости обладает улучшенными, по сравнению с существующими, статическими и динамическими характеристиками и, в то же время, проста в изготовлении и эксплуатации, является весьма актуальной задачей.

В работе проведены сравнения пяти перечисленных подвесок транспортных средств по характеристикам внутренних сил сопротивления и их возможностям обеспечивать быстрое затухания вредных колебательных режимов во время нормальной эксплуатации мобильного устройства и при перегрузках.

**Постановка задачи.** Исследуем пять типов виброзащитных систем с пневматической подвеской [1]; с «фермой Мизеса» [2]; с системой Алабужева, упругие части которых обеспечивают квазинулевою жесткостью [3]; с квазинулевой жесткостью и силой кулонового трения [4]; с упругими пружинами и демпфирующими амортизаторами [5, 6], по их характеристикам внутреннего затухания колебаний, вызванных влиянием внешних факторов, например, нагрузкой, отнесенной к единице массы, не превышающей величины ускорения свободного падения  $g \cos(\omega t)$ . В общей постановке задача динамики подвески сиденья транспортного средства является нелинейной. В силу громоздкости рассмотрим ее в общем виде

$$\ddot{x} + k^2 x = F_{comp}(x, t), \quad (1)$$

$$F_{comp}(x, t) = g \cos(\omega t) - a_1(t)\dot{x} - a_2(t)x. \quad (2)$$

**Пневматические подвески с квазинулевой жесткостью для легковых автомобилей «Таврия» и ВАЗ-21099.**

Одним из методов снижения частоты с сохранением необходимой несущей способности является использование пневматической виброзащитной системы с квазинулевой жесткостью [1]. Работа сил сопротивления при ограниченном размахе колебаний в пределах  $[-A; A]$  при  $x = A \sin \omega t$  для расчетной модели (1), (2) представлена на рисунке 1.

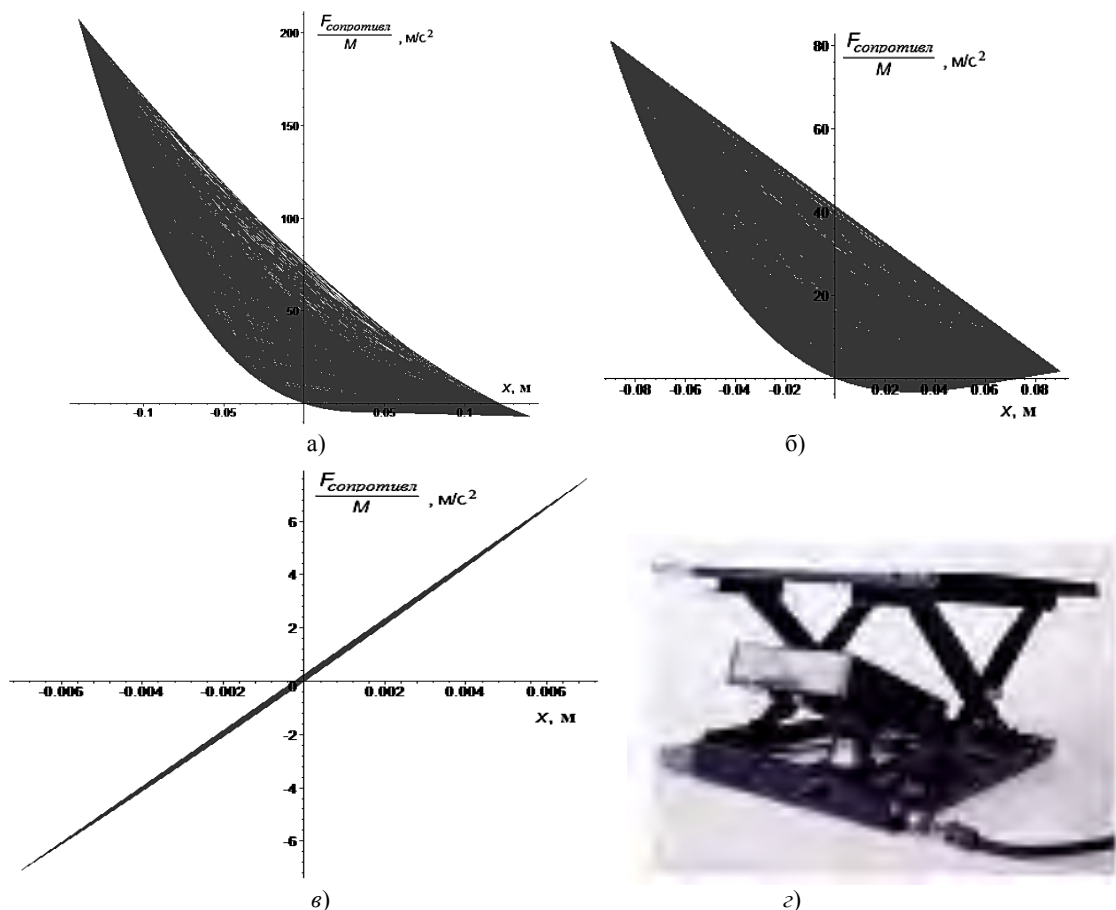


Рисунок 1 – Работа сил сопротивления при  $x=0.135\sin\omega t$  (м) на резонансной частоте  $\omega=1.15$  (Гц) – на а; на б –  $x=0.09\sin\omega t$  (м) при частоте  $\omega=5.5$  (Гц); на в –  $x=0.0085\sin\omega t$  (м) на частоте  $\omega=15$  (Гц). Образец автономного виброзащитного модуля, с подключением к пневмосистеме транспортного средства – на г

Сила сопротивления на рисунке 1 а, отнесенная к единице массы, в ускорениях вблизи околорезонансной зоны велика, превышает нагрузочный режим в один g в 21.5 раза. Такая большая сила создается компрессором, нагнетаемым воздух под давлением в камеру пневмоамортизатора. Общий вид подвески сиденья водителя с разработанной конструкцией виброзащитного модуля [1] приведен на рисунке 1 г.

Сила сопротивления на рисунке 1 б на частотах зарезонансной зоны в 8.25 раз превышает нагрузочный режим в один g, в высокочастотной зоне на рисунке 1 в имеет практически линейный характер с минимальной петлей гистерезиса и составляет  $\pm 0.7g$ . Колебания сиденья водителя на резонансной частоте 1.15 Гц происходят с амплитудой  $\pm 13.5$  см.

### Виброзащитная система с квазиулевой жесткостью конструкции «Ферма Мизеса».

Чем меньше первая собственная частота, тем шире диапазон частот вынуждающей силы, при котором работа виброизолятора эффективна. Для получения виброзащитных систем с малой собственной частотой колебаний требуются упругие элементы с малым коэффициентом жесткости. Возможность использования систем с квазиулевой жесткостью на основе «фермы Мизеса» [2] на рисунке 2 для виброизоляции динамических объектов впервые была высказана профессором Алабужевым П.М.

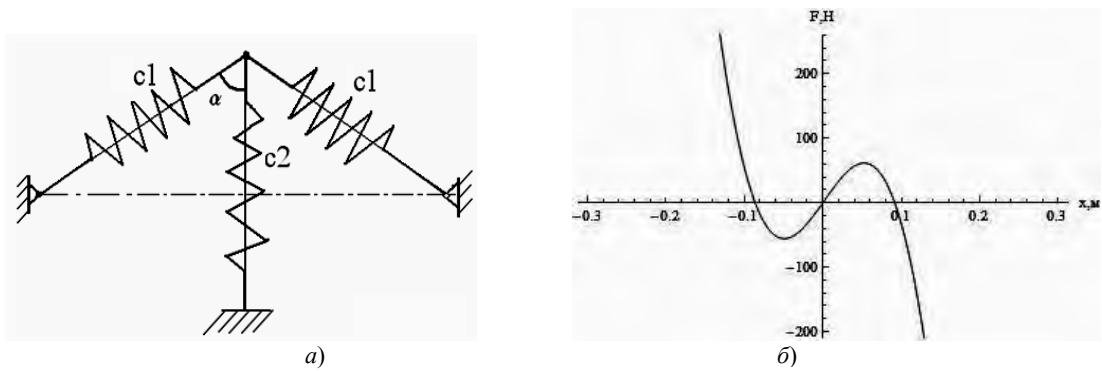


Рисунок 2 – Схема «Ферма Мизеса» на а, на б – зависимость возвращающей силы от перемещения с знакопеременной упругостью

Если приложить к данной виброзащитной системе гармоническую возмущающую силу  $F_0 \cos(\omega t)$  и возвращающую силу на рисунке 2 б, как это сделано в [2] при  $F_0 = 20$  Н,  $\omega = 56.73$  Гц,  $m = 534.62$  кг, то получаются колебания, изображенные на рисунке 3 а и б, из решения дифференциального уравнения

$$m\ddot{x}(t) + c_2 x(t) - 2c_1 \sin\left(\arctg\left(\frac{x(t)}{0.35}\right)\right) \left(0.5 - \sqrt{0.35^2 + x(t)^2}\right) = F_0 \cos(\omega t) \quad (3)$$

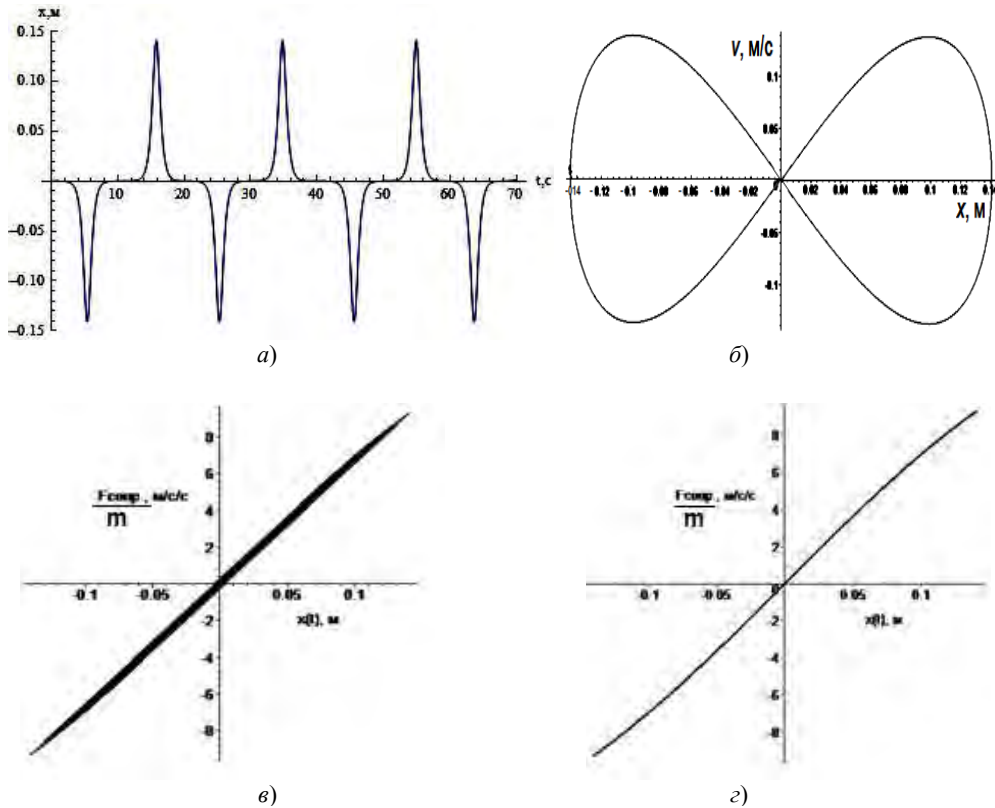


Рисунок 3 – Зависимость перемещения тела с массой  $m$  от времени  $t$  при  $\omega = 56.73$  (Гц) – на а; на б – фазовая траектория; работа сил сопротивления, отнесенных к единице массы, при  $\omega = 56.73$  (Гц) и  $x = 0.15 \sin \omega t$  (м) – на в; и на резонансной частоте  $\omega = 0.05$  (Гц) – на г

Численная реализация нелинейной задачи (3) о движениях виброизолируемой системы позволяет явно наблюдать амплитуды колебаний  $\pm 15.0$  см на рисунке 3 а, и проявляются они как внезапные «всплески» за малый промежуток времени на общем фоне квазинулевой амплитуды. Такое явление можно интерпретировать как многочисленные удары, «перескоки», биения изолируемого объекта, происходящие периодически и имеющие высокие скорости восстановления, рисунок 3 б. На фазовой

плоскости видны два участка резкого перепада скорости на перемещениях [10 см; 14 см] и [-10 см; -14 см].

Одним из основных недостатков таких методик виброизоляции является небольшой диапазон перемещений, на котором жёсткость действительно равна нулю и, соответственно, перемещения невелики. На рисунке 3 а это можно наблюдать на интервалах временной оси [8 с, 12 с], [18 с, 22 с] и т.д. При изменении веса защищаемой от вибрации массы необходимо настраивать характеристику силы упругости, жесткость  $c_2$ , заново. Работа сил сопротивления на графиках  $v$ ,  $z$  рисунка 3 на резонансной частоте  $\omega = 0.05$  Гц и зарезонансной  $\omega = 56.73$  Гц по преодолению воздействующей на виброизолируемую систему гармонической возмущающей силы  $Mg\cos(\omega t)$  – незначительна. Соответствующие площади петель гистерезиса практически нулевые.

### Виброзащитная система Алабушева с демпфирующими амортизаторами.

Эффект квазинулевой жесткости применяют в различных областях техники. Отличительной особенностью большинства существующих систем с квазинулевой жесткостью является относительно малый рабочий диапазон силовой характеристики. Виброзащитная система Алабушева с квазинулевой жесткостью предназначена для защиты от случайных ударов. Снижает ускорение тела после удара до безопасных пределов, гарантирует нормальную работу механических объектов, как во время динамического воздействия, так и после него. Демпфирующие элементы обеспечивают плавное гашение энергии импульса удара во время колебаний, и обеспечивают возврат системы в исходное положение после окончания действия ударного импульса [3].

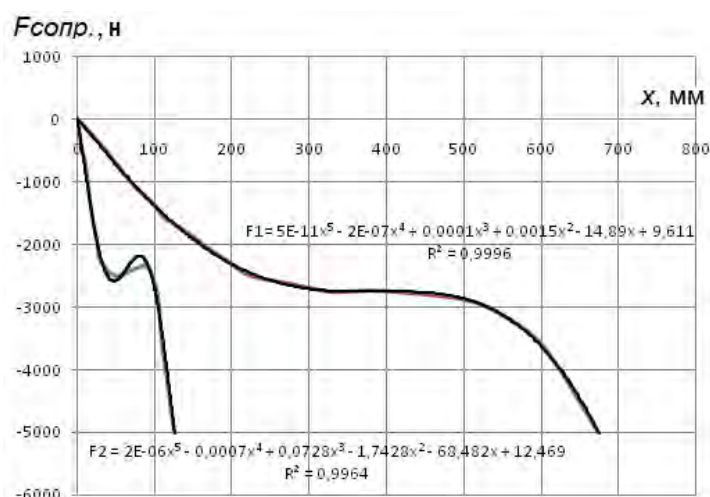


Рисунок 4 – Интерполяция восстанавливающей силы от перемещения для системы Алабушева и Пилипенко

Считается, что одной из особенностей виброзащитных систем Алабушева является малый диапазон перемещений в несколько сантиметров за счет применения виброзащитных систем с квазинулевой жесткостью. Хотя это не очевидно в проведенных нами расчетах с интерполированными данными восстанавливающих сил, полученными экспериментальным путем в [3], и представленными на рисунке 4. В диапазоне высоких частот все виброизолированные системы имеют малые амплитуды. В диапазоне низких частот расчеты показали, что смещения тел превышают 10–20 см и более. Достоинством методики виброизоляции Алабушева – Пилипенко является смещение области резонансных частот в начало отсчета на координатной оси. Это обстоятельство позволяет незаметно для механической системы обойти самую неприятную частотную зону и обеспечить работу механизмов в зарезонансной области с небольшими амплитудами колебаний. При этом следует подбирать физические параметры элементов, входящих в общую механическую систему так, чтобы в

диапазоне низких частот амплитуды были действительно малыми и не формировали периодических всплесков, ударов, за бесконечно малый промежуток времени. Площадь петли гистерезиса равна нулю. Сопротивление затуханию колебаний ничтожна.

#### Амортизаторы с квазиулевой жесткостью и переменным кулоновым трением.

Амортизаторы с переменным кулоновым трением разработаны на основании пневматических виброзащитных систем с квазиулевой жесткостью на рабочем участке статической характеристики, рисунок 5, для принципиально новых подвесок легковых автомобилей различных классов. Указанные подвески, по мнению авторов [4], не требуют установки гидравлического демпфера, удовлетворяют требованиям плавности хода и устойчивости движения автомобиля высокого класса. К недостаткам данной виброзащитной системы, кроме небольшого диапазона перемещений, следует отнести отсутствие демпфирования. Защита от ударных воздействий здесь не может быть в полной мере эффективной. Упругие элементы расположены под определенными, расчетными углами. Это ударозащитная упругая система, состоящая из линейных пружин с квазиулевой жесткостью и механизма, сдерживающего передачу силы удара на основание. Для этого применяется поглотитель энергии удара за счет кулонова трения. Зависимость восстанавливающей силы которого от перемещения для механической системы представлена на рисунке 5 а. Площадь петли гистерезиса существенна. Сопротивление затуханию колебаний велико. Масса изолируемого объекта 142,85 кг.

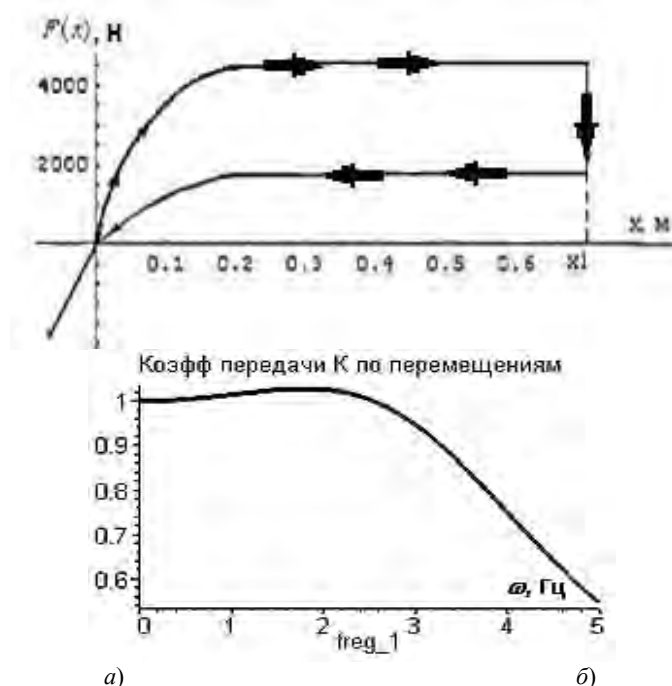


Рисунок 5 – Зависимость восстанавливающей силы от перемещения в виде двух функций на а и коэффициента передачи  $K$  от частоты  $\omega$  на б

Проведенные исследования виброзащитной системы с квазиулевой жесткостью и переменным кулоновым трением показали, что она наиболее эффективна для гашения колебательных режимов из четырех представленных, обеспечивает быстрое затухание, в том числе для ударных нагрузок, и имеет самый низкий коэффициент передачи колебаний на основание, рисунок 5 б. Для данного случая площадь гистерезиса, вычисленная численным способом равна  $S = 234.7$  Дж [4]. Потери энергии за одно колебание для данного случая является коэффициентом поглощения энергии  $K_n$

$$K_n = \frac{2}{mv^2} S, \quad (4)$$

где  $mv^2/2 = 2000$  Дж [4]. Тогда  $K_n = 0.117$  в долях или 11,7%, что является очень хорошим результатом для пассивной защиты от ударов.

#### **Виброзащитная система с упругими пружинами и демпфирующими амортизаторами [5].**

В заявленной конструкции подвески сидения трактора [5] все основные характеристики улучшены за счет изменения геометрии расположения элементов и добавления нового амортизатора вязкого трения. Проведенные расчеты [6], отражены на рисунке 6. Представлен коэффициент передачи усилий на виброизолируемый объект для динамического нагрузочного режима  $Mg\cos(\omega t)$  рисунок 6 б. На низких частотах его величина не превышает 1.25, на высоких частотах стремиться к нулю. На резонансной частоте  $\omega = 1.8$  Гц смещения сидения водителя происходят в пределах 8,0 см от  $-4.4$  см до 3.6 см на рисунке 6 а. На высоких частотах амплитуда колебаний существенно снижается. По виду силы сопротивления, отнесенной к единице массы, можно утверждать, что она не превышает  $\pm 5.6$  м/с<sup>2</sup>, и имеет практически прямоугольную площадь, характеризующую достаточную величину рассеивания энергии, реобразования ее из кинетической в тепловую. Коэффициент поглощения энергии  $K_n = 0.489$  в долях или 48.9%, является лучшим результатом из здесь рассмотренных виброгасящих систем пассивной виброзащиты.

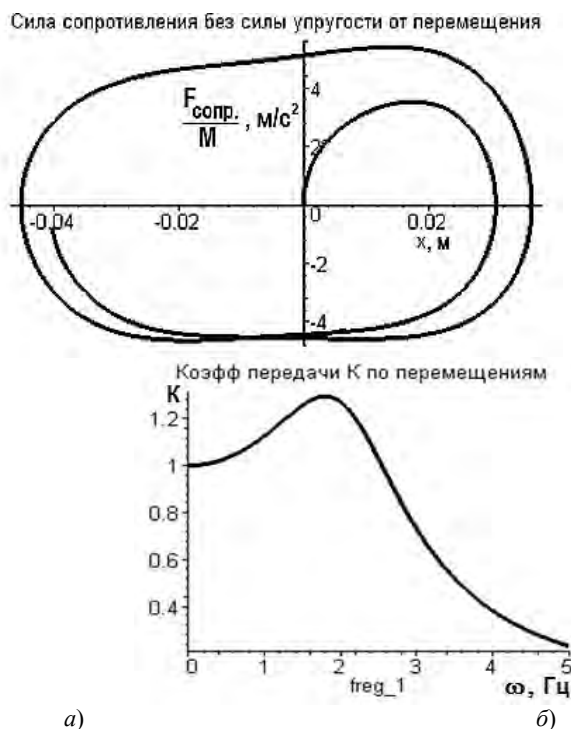


Рисунок 6 – Работа сил сопротивления, отнесенных к единице массы, на резонансной частоте  $\omega = 1.8$  (Гц) и перемещении  $x = 0.04 \sin \omega t$  (м) – на а; зависимость коэффициента передачи  $K$  от частоты  $\omega$  на г

**Заключение.** Выделены основные типы современных виброизолирующих устройств, встречающихся в машиностроении; исследованы конструкционные особенности нескольких типов виброзащитных систем: пневматические подвески с квазинулевой жесткостью, виброзащитная система с квазинулевой жесткостью конструкции «Ферма Мизеса», виброзащитная система Алабужева с демпфирующими амортизаторами, амортизаторы с квазинулевой жесткостью и переменным кулоновым трением, виброзащитная система с упругими пружинами и демпфирующими амортизаторами; изучены соответствующие им динамические схемы; проведено математическое моделирование уравнений движения виброизолируемых объектов; линеаризованы и исследованы математические модели; сопоставлены результаты численных расчетов с экспериментальными данными, приведенными в научной литературе; представлен

новый вид амортизатора из патента на полезную модель, показаны его преимущества по коэффициенту передачи усилий на виброизолируемый объект и по коэффициенту поглощения энергии; сравнены расчетные характеристики рассмотренных типов виброамортизаторов.

### РЕЗЮМЕ

Представлены основные типы современных виброизолирующих устройств, встречающихся в машиностроении: пневматические подвески с квазиулевым жесткостью, виброзащитная система с квазиулевым жесткостью конструкции «Ферма Мизеса», виброзащитная система Алабужева и демпфирующими амортизаторами, амортизаторы с квазиулевым жесткостью и переменным кулоновым трением, виброзащитная система с упругими пружинами и демпфирующими амортизаторами; изучены соответствующие им динамические схемы; линеаризованы и исследованы их математические модели; сопоставлены результаты численных расчетов с экспериментальными данными, приведенными в научной литературе; представлен новый вид амортизатора из патента [5] на полезную модель, сравнены расчетные характеристики с известными основными типами виброамортизаторов, показаны его преимущества по коэффициенту передачи усилий на виброизолируемый объект и по коэффициенту поглощения энергии.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Пилипенко В.В., Пилипенко О.В., Запольский Л.Г. Пневматические системы виброзащиты с квазиулевым жесткостью// Техн. механика. – 2008. – № 2.
2. Зотов А. Н. Виброизоляторы с квазиулевым жесткостью // Научно-технический и производственный сборник статей III международной научно-технической конференции «Вибрация машин, снижение, защита». Донецк. – 2005 г. – С. 80.
3. Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазиулевым жесткостью/ Алабужев П.М. и др. Под ред. К.М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение.– 1986. – 96 с.
4. Зотов А.Н., Ахияров Д.Т. Надыршин Р.Ф./ Ударозащитная система с квазиулевым жесткостью// Нефтегазовое дело.– 2006.– С. 1-15.
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. Докукова Н.А., Голод С.Н., Кафтайкина Е.Н. Исследование макета подвески сиденья транспортного средства // Механика машин, механизмов и материалов. Минск. – 2013.– Вып. 29.– С. 156-161.

### SUMMARY

*The main types of modern vibration isolation devices encountered in mechanical engineering; studied the corresponding dynamic scheme; linearized and investigated their mathematical models; Numerical results are compared with the experimental data presented in the literature; represented a new kind of shock absorber patent for utility model authors, compare the calculated characteristics of the known main types of vibration dampers, showing its advantages transfer coefficient efforts on an insulated object vibration and energy absorption coefficient.*

**E-mail:** [dokukova@mail.ru](mailto:dokukova@mail.ru)

Поступила в редакцию 02.11.2014