

0-793352

На правах рукописи



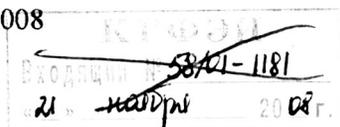
Карелин Дмитрий Леонидович

**ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ АДАПТИВНОЙ
ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ОПОРЫ СИЛОВЫХ
АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Специальность 05.05.03 - Колесные и гусеничные машины

**Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук**

Набережные Челны – 2008



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Развитие автомобильной техники во всем мире идет с повышением мощности и «быстроходности» силовых агрегатов машин, что приводит к еще большей их вибрационной и, как следствие, шумовой нагрузке. Особую актуальность проблема повышения виброизоляционных свойств подвески силового агрегата (СА) приобретает, когда дело касается «тяжелых» грузовых автомобилей и автобусов. В таких машинах в качестве силовой установки применяются дизельные двигатели, показатели уровня вибрации и шума которых превосходят аналоги, работающие на бензине.

Ужесточение международных норм по уровню вибрации и шуму для современных автомобилей, обязывает их производителей совершенствовать методы позволяющие снизить эти негативные явления. Снижение виброактивности СА и принципы расчета подвески на основе резинометаллических опор описаны в работах В.Е. Тольского, Л.В. Корчемного, Г.В. Латышева, Л.М. Минкина, Е.А. Григорьевна, М.Е. Ицкова, А.А. Полуняна, В.К. Новокшенова, опоры с гидравлическим демпфированием - в работах В.В. Буренина, А.В. Ковальчука и зарубежных авторов D. Bosenberg, J. Boom, W.S. Flower, A. Namaekers, J.P. West.

К наиболее распространенным методам снижения уровня колебаний передаваемых раме и кузову автомобиля, относятся:

- уравнивание подвижных элементов и узлов, входящих в конструкцию СА;
- качественное улучшение динамической характеристики подвески СА, за счет расширения диапазона частот наиболее эффективного демпфирования опор подвески;
- совершенствование конструкции опор подвески СА для повышения их диссипативных свойств.

Динамическая характеристика и демпфирующие свойства подвески СА зависят, от способности опор подвески рассеивать механическую энергию, преобразовывая ее в тепло, во всем частотном спектре колебаний двигателя.

Наиболее эффективными по демпфированию колебаний СА на сегодняшний день является подвеска на основе гидравлических (ГО) и гидропневматических (ГПО) опор. Применение таких виброизоляторов в конструкции подвески СА автомобиля затрудняется сложностью их расчета, проектирования и изготовления. Так как в основе принципа их работы лежат сложные физические и реологические процессы. Если учесть широкий модельный ряд грузовых автомобилей и автобусов разных классов, то проектирование новых ГПО становится очень трудоемкой и дорогой задачей. Не последнюю роль здесь играет отсутствие информации в отечественной печатной литературе по проектированию, испытаниям и доводке подвесок СА грузовых автомобилей на основе ГПО.

На основании выше изложенного можно сделать вывод о необходимости проведения исследования в области демпфирования колебаний посредством адаптивной (настраивающуюся под СА различной массы) гидропневматической опоры.

Целью диссертационной работы является – разработка методики расчета конструкции адаптивной ГПО и ее обоснование, а также методики испытаний и

доводки, позволяющей на стадии проектирования получить продукт с заданными характеристиками.

Сформулированная цель и проведенный анализ нерешенных проблем по теме диссертации позволили определить следующие основные задачи исследования:

- разработать и обосновать конструкцию адаптивной ГПО СА;
- разработать динамическую схему взаимодействия элементов конструкции адаптивной ГПО и ее математическую модель;
- вывести аналитические зависимости натяжения диафрагмы от давления в адаптивной ГПО;
- разработать метод расчета конструкции адаптивной ГПО;
- разработать алгоритм расчета диссипации колебательной энергии в адаптивной ГПО СА с использованием математической модели;
- разработать метод стендовых испытаний ГПО и провести экспериментальное исследование спроектированной адаптивной ГПО.

Объект исследования. Адаптивная гидропневматическая опора подвески СА транспортного средства с улучшенной демпфирующей характеристикой.

Методы исследования. В работе использовались методы анализа теоретической механики, а так же математического моделирования. Экспериментальное исследование реального образца проведено в соответствии с разработанным методом испытаний.

Достоверность и обоснованность. Достоверность полученных теоретических и экспериментальных результатов работы подтверждается корректным применением математических методов, основных законов механики и термодинамики для решения поставленной задачи, а так же согласованностью результатов экспериментов, полученных в НТЦ ОАО «КАМАЗ», с результатами расчетов.

Научной новизной диссертационного исследования являются:

- математическая модель адаптивной опоры СА, заключающаяся в описании процесса диссипации (посредством жидкости) колебательной энергии, позволяющая моделировать процесс демпфирования колебаний и рассчитывать угол потерь в зависимости от выбранных геометрических параметров опоры;
- аналитические зависимости, позволяющие оценивать величину осевого и тангенциального натяжения возникающего в диафрагме адаптивной опоры при любом изменении давления;
- метод расчета адаптивной опоры СА, основанный на алгоритме определения конструктивных и геометрических параметров опоры, позволяющий проводить предварительную оценку конструкции, а также сократить время на получения работоспособной опоры СА и средства на доводочные испытания;
- новый способ адаптации жесткости опоры подвески на основе изменения давления в газовой камере и адаптивная опора СА по патенту РФ № 2290548, отличающаяся наличием клапана поддержки постоянного давления, перегородки с резиновым буфером и пазами в нем, плавно ограничивающим перемещения штока, армированной диафрагмы, позволяющая адаптировать подвеску к СА различной массы;

- метод стендовых испытаний адаптивной опоры СА, основанный на определении потерь энергии в опоре, отличающийся возможностью получения мгновенных значений угла потерь колебательной системы, позволяющий настроить опоры под разные СА и определить наиболее эффективные, с точки зрения демпфирования, параметры дросселирующих каналов.

Практическая ценность. Полученные научные положения и предложенный метод расчета способствуют выбору рациональных геометрических параметров рабочих камер ГПО, армирующего материала для эластичной диафрагмы по условию прочности; рассчитать рабочую характеристику опоры в виде угла потерь, подобрать оптимальное количество и геометрические параметры дросселирующих каналов. Способ адаптации жесткости опоры подвески к различным типам СА позволяет уменьшить материальные затраты на проектирование, в связи с отсутствием необходимости в разработке оригинальных опор. Разработанный алгоритм позволяет записать программу расчета диссипации колебательной энергии посредством адаптивной опоры и построить зависимости угла потерь, а также осевого и тангенциального натяжения диафрагмы, от частоты колебания. Разработанная методика стендовых испытаний ГПО позволяет объективно оценивать ее конструкцию по экспериментально полученным рабочим характеристикам. Применение на автотранспортных средствах предложенной опоры по патенту РФ № 2290548 будет способствовать улучшению их потребительских свойств.

Апробация работы. Результаты исследований доложены на III Международной научно-практической конференции «Автомобиль и техносфера» (Казань, 2003), всероссийской научно-технической конференции «Современные тенденции развития автомобилестроения в России» (Тольятти, 2005), Международном научном симпозиуме МГТУ «МАМИ» (Москва, 2005), а также на заседаниях кафедры «Автомобили и автомобильные перевозки» Камской государственной инженерно-экономической академии (Набережные Челны, 2003-2007 гг.), расширенного заседания научной секции диссертационного совета и межкафедральной комиссии Камской государственной инженерно-экономической академии (Набережные Челны, 2008 гг.).

Публикации. Материалы диссертации опубликованы в 6 работах с общим объемом 4 п.л., в том числе 2 статьи в журналах, рекомендованных ВАК, 1 патент РФ.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов, списка литературы из 105 наименований, содержит 139 страниц текста, в том числе 34 рисунка, 8 таблиц, 3 приложения.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована научная проблема, цель, научная новизна, практическая значимость работы, основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен обзор научных исследований в области снижения вибронагруженности грузовых автомобилей и автобусов с анализом основных источников вибрации. Широко раскрыто вредное воздействие различных частотных спектров колебаний СА на организм человека, а так же описаны методы

внутренней и внешней виброизоляции.

Проведен обзор конструкций с описанием принципа действия аналогичных гидравлических и гидропневматических опор зарубежных производителей, а также анализ их достоинств и недостатков.

Рассмотрены характеристики опор СА, такие, как динамическая жесткость и угол потерь, расчет которых позволяет провести оценку эффективности демпфирования колебательной энергии для различных типов опор СА.

На основании анализа конструкций зарубежных аналогов опор и материалов, описанных в современной научно-технической литературе, сформулированы выводы и поставлена цель работы и задачи исследования.

Во второй главе приведено обоснование способа адаптации опоры силового агрегата и описание конструкции спроектированной адаптивной опоры с построением ее эквивалентной динамической схемы, а также описан разработанный метод расчета конструкции опоры, математическая модель диссипации колебательной энергии и алгоритм расчета угла потерь на ЭВМ.

Конструкция адаптивной гидропневматической опоры СА показана на рис. 1, состоящая из корпуса 1 в верхней части которого имеется круговой паз,

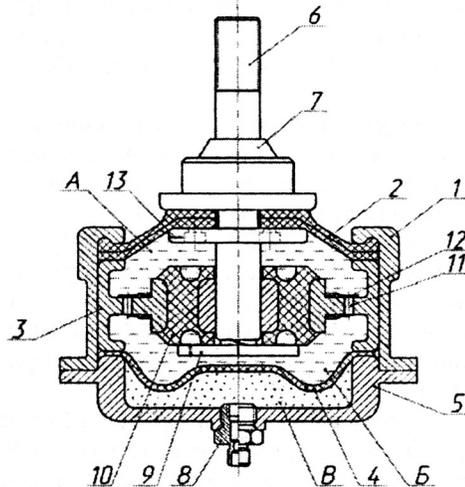


Рисунок 1 - Адаптивная гидропневматическая опора силового агрегата

в который вставляется диафрагма 2 и плотно прижимается переборкой 3 и мембраной 4 посредством болтов через крышку 5. Центральная часть диафрагмы 2 крепится к фланцу штока 6 поджатием к бобышке 7. Между мембраной 4 крышкой 5 образуется газовая полость В. Крышка 5 имеет резьбовое отверстие, в которое завинчивается клапан 8, регулирующий давление сжатого воздуха в рабочей камере В, подстраивая опору под внешнюю нагрузку. Рабочие камеры А и Б заполнены жидкостью. Болт 9 ограничивает движение штока 6 вверх, предохраняя диафрагму 2 от разрыва. Переборка 3 снабжена резиновым буфером 10 с полукруглым углублением, плавно ограничивающим перемещения штока 6 и дрос-

селирующими отверстиями 11 с обратными клапанами 12, которые регулируют расход жидкости в зависимости от перепада давлений в рабочих камерах А и Б.

Эквивалентная динамическая схема адаптивной опоры СА представлена на рис.2, где m_{CA} – масса силового агрегата, C_p – коэффициент жесткости растяжения резины диафрагмы; C_{pp} – коэффициент жесткости разбухания резины диафрагмы; C_0 – коэффициент упругости воздуха; k_p – коэффициент демпфирования от растяжения диафрагмы; k_{pp} – коэффициент демпфирования от разбухания резины диафрагмы; $k_{д1} \dots k_{дn}$ – коэффициенты демпфирования, n – количество дросселирующих отверстий.

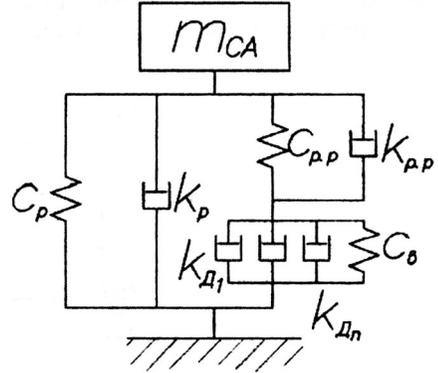


Рисунок 2 - Эквивалентная динамическая схема адаптивной опоры силового агрегата

В низкочастотном спектре колебаний от 5 до 30 Гц, когда амплитуда перемещения СА большая (работа на пониженных и холостых оборотах двигателя, а так же на режимах отбоя) 0,5..15 мм максимальное демпфирование (большой угол потерь) в адаптивной опоре достигается за счет дросселирования жидкости через отверстия и гистерезисной деформации диафрагмы. Следовательно, коэффициент демпфирования опоры можно определить по соотношению

$$k_{опоры} = \sum_1^n k_{д} + k_{pp} + k_p.$$

При увеличении частоты $f_{CA} \rightarrow \infty$ и уменьшении амплитуды колебания СА до 0,05...0,5 мм, составляющая $\sum_1^n k_{д} \rightarrow 0$ из-за инерционности жидкости. При-

нимая во внимание, что диафрагма из-за своей конструктивной особенности (толщина ее эффективной рабочей поверхности составляет всего 5 мм) имеет очень малую жесткость разбухания резины, в результате мы имеем уменьшение демпфирования в высокочастотном спектре и как следствие маленький угол потерь. Коэффициент демпфирования опоры при этом составит

$$k_{опоры} = k_{pp} + k_p.$$

Следовательно, разработанная адаптивная опора удовлетворяет условию - большая жесткость и высокое демпфирование в низкочастотном диапазоне и малая жесткость и слабое демпфирование в высокочастотном диапазоне колебаний СА.

Методика расчета адаптивной опоры силового агрегата и выбор ее геометрических параметров. Для расчета (по известным формулам) подвески на прочность принимают усилие, пятикратно превышающее статическое (согласно тех. задания на проектирование гидроопор НТЦ КамАЗ от 14.11.1995).

Следовательно, зная массу СА и координаты центра масс двигателя и КП, а также расположение опор в подвеске, можно определить центр масс СА (1) и рассчитать усилия, приходящееся на каждую опору, формулы (2) и (3). Расчетная схема представлена на рисунке 3.

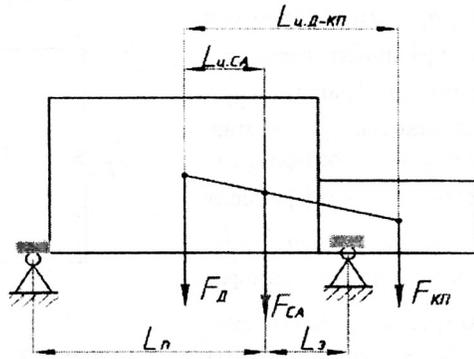


Рисунок 3—Расчетная схема для определения центра масс СА и усилия на передние и задние опоры

$$L_{ц.са} = \frac{L_{ц.д-кп}}{\left(\frac{m_D}{m_{КП}} + 1\right)} ; \quad (1) \quad F_n = \left(m_{СА} \cdot g - \frac{L_n \cdot m_{СА} \cdot g}{L_n \pm L_з}\right) \cdot \frac{5}{k} ; \quad (2)$$

$$F_з = \frac{L_n \cdot m_{СА} \cdot g}{L_n \pm L_з} \cdot \frac{5}{k} , \quad (3)$$

где F_n [н] – усилие на передние опоры; $F_з$ [н] – усилие на задние опоры; m_D [кг] – масса двигателя; $m_{КП}$ [кг] – масса КП; $m_{СА}$ [кг] – масса СА; g [$\frac{м}{с^2}$] – ускорение свободного падения; $L_{ц.са}$ [м] – координата центра масс СА; $L_{ц.д-кп}$ [м] – расстояние между центрами масс двигателя и КП; L_n [м] – расстояние от центра масс СА до передней опоры; $L_з$ [м] – расстояние от центра масс СА до задней опоры; $k=1,2,\dots$ – количество передних и задних опор в подвеске.

Знак “+” или “-” в формулах (2) и (3) ставится в зависимости от того, как расположена задняя опора относительно центра масс СА.

Давление, создаваемое в рабочих камерах, воздействует через диафрагму на опорную поверхность бобышки 7 (см. рис. 1), создавая усилие, уравнивающее силу. С учетом давления в пневмосистеме грузового автомобиля (автобуса) равного $p_{рав} = 0,6-0,8$ МПа, при $d_{о.н}/d_з = \frac{1}{2}$ диаметр опорной поверхности бобышки

$$d_{о.н} = \sqrt{\frac{8 \cdot F_{ш}}{5 \cdot \pi \cdot p_H}} , \quad (4)$$

где $d_{он}$ [м] – диаметр опорной поверхности бобышки; d_3 [м] – диаметр диафрагмы в заделке; $F_{ш}$ [н] – усилие на штоке; p_H [МПа] – номинальное давление.

При увеличении нагрузки на шток, он перемещается вниз, воздух в газовой камере сжимается, повышая внутреннее давление, до тех пор, пока не произойдет уравнивание силы от действия СА и силы реакции опоры. Следовательно, изменение объема камеры В

$$V_{B1} = \frac{-\Delta V_{AB}}{\beta_p} \cdot \frac{1}{\Delta p}, \quad (5)$$

где V_{B1} [м³] – первоначальный объем газовой камеры В до повышения давления; $\Delta p = p_{max} - p_H$ [МПа] – величина повышения давления в опоре; β_p [Па⁻¹] – коэффициент объемного сжатия.

Количество перетекшей жидкости при максимальной нагрузке

$$\Delta V_{AB} = V_{A1} - V_{A2}, \quad (6)$$

где ΔV_{AB} [м³] – объем вытесненной жидкости из рабочей камеры А при полном ходе штока; V_{A1} [м³] – объем рабочей камеры А в начальном положении штока; V_{A2} [м³] – объем рабочей камеры А в конечном положении штока.

Максимальное давление p_{max} , возникающее в опоре,

$$p_{max} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_{он}^2}. \quad (7)$$

По полученному значению давления p_{max} , с учетом количества перетекшей жидкости из камеры А в Б, в зависимости от заданного диапазона перемещения штока h , рассчитывается общий объем газовой камеры опоры $V_{AB} = f(h)$.

Степень нагруженности резинотканевой оболочки определяют, как натяжение, т.е. T – нагрузкой на единицу протяженности сечения. В осесимметричных оболочках вычисляют растягивающие натяжения, соответствующие тангенциальному T_T (широтному) и осевому T_o (меридиональному) направлениям, которые определяют из (предложенных нами) уравнений равновесия части оболочки (см. рис. 4)

$$p_{max} \cdot \pi \cdot \left(r^2 - \frac{d_{он}^2}{4} \right) = 2\pi \cdot r \cdot T_o \cdot \cos \gamma, \quad (8)$$

$$p_{max} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \rho_o^2}{2} \cdot (\alpha - \alpha_1) - \frac{d_{он}}{2} \cdot (2 \cdot \rho_o - 2 \cdot h_1 + h) \right) = T_T \cdot \frac{\pi \cdot \rho_o}{180} (\alpha + \alpha_1), \quad (9)$$

где r [м] – радиус оболочки по рассматриваемому сечению; γ [град] – угол между нормалью к плоскости сечения и касательной к поверхности оболочки в точке пересечения этой нормали с обводом оболочки; p_{max} [МПа] – избыточное давление.

Отсюда получаем аналитические зависимости для определения осевого и тангенциального натяжения

$$T_o = \frac{p_{\max} \cdot \rho_o}{2} \cdot \left(1 - \frac{d^2 o.n.}{4 \cdot r^2} \right), \quad (10)$$

$$T_T = p_{\max} \cdot \left(90 \cdot \rho_o - \frac{90 \cdot d \cdot o.n.}{\pi \cdot \rho_o \cdot (\alpha - \alpha_1)} \right) \cdot (2 \cdot \rho_o - 2 \cdot h_1 + h). \quad (11)$$

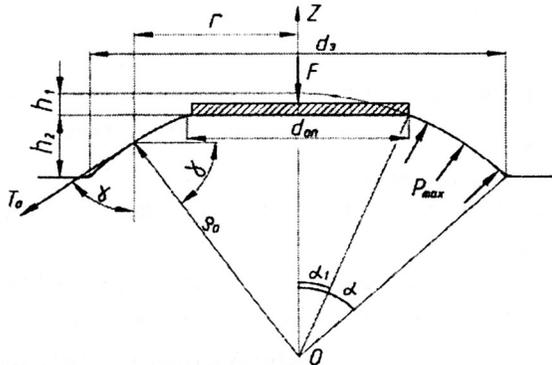


Рисунок 4 - Разрез диафрагмы, нагруженной внутренним избыточным давлением p_{\max} и внешней распределенной нагрузкой

Резиновый буфер 10 (см. рис.1) плавно ограничивающий перемещение штока при больших перегрузках на режимах отбоя, испытывает деформацию осевого сдвига (вдоль оси) и радиального сжатия (перпендикулярно оси) (см. рис. 5).

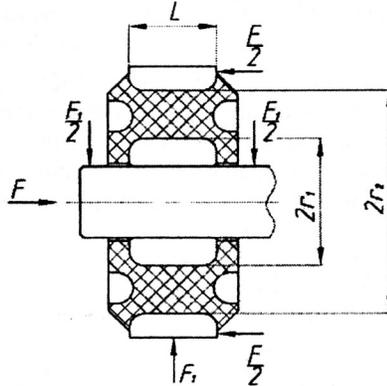


Рисунок 5 - Расчетная схема резинового буфера опоры

При осевой деформации внешняя сила F уравнивается касательными напряжениями τ , которые возникают в эластичной цилиндрической втулке, увеличиваясь по мере уменьшения радиуса. Для получения конфигурации шарнира с одинаковым напряжением сдвига во всех слоях резиновой втулки, необходимо выполнения равенства

$$r \cdot l = const. \quad (12)$$

Здесь, образующая торцевой поверхности резиновой втулки будет очерчиваться гиперболой. Касательные напряжения, с учетом этого условия

$$\tau_{\max} = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot l}. \quad (13)$$

Приравнявая работу внешней силы энергии деформации резинового элемента с одинаковыми напряжениями сдвига во всех слоях, получим выражения для определения осевой жесткости при осевом сдвиге

$$c = \frac{4 \cdot \pi \cdot G \cdot l \cdot r_2}{r_2 - r_1}, \quad (14)$$

где G [МПа] – модуль сдвига; l [м] – длина резинового буфера; r_2 [м] – наружный диаметр резиновой втулки; r_1 [м] – внутренний диаметр резиновой втулки.

При радиальной нагрузке деформация носит сложный характер, так как одновременно имеет место сдвиг, сжатие и растяжение. С учетом соотношения $r_2/r_1 < 2$ и $\frac{l}{r_1 + r_2} > 6$ жесткость резинометаллического буфера можно определить по формуле

$$c = \frac{3 \cdot \pi \cdot G \cdot l}{2} \cdot \frac{l^2 + 6 \cdot (r_2 - r_1)^2}{l^2 + 3 \cdot (r_1 + r_2)^2} \cdot \frac{(r_2 + r_1)^3}{(r_2 - r_1)^3}. \quad (15)$$

Математическое описание диссипации колебательной энергии основано на известных формулах

$$F_{p.o.}(t) = m \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} \cdot \sin \omega_e \cdot t + m \cdot g, \quad (16) \quad p_{\Lambda} = \frac{F_{p.o.}}{S_{o.n.}} = \frac{4 \cdot F_{p.o.}}{\pi \cdot d_{o.n.}^2}, \quad (17)$$

$p_{Ai} > p_{Bi}$ – прямой ход (шток опускается вниз),

$p_{Ai} < p_{Bi}$ – обратный ход (шток поднимается вверх),

$$g_i = \varphi \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{Ai} - p_{Bi})}, \quad (18) \quad Re = \frac{g_i \cdot d_n}{\nu}, \quad (19)$$

– для турбулентного дросселя

– для ламинарного дросселя

$$Q_{ni} = \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{Ai} - p_{Bi})}, \quad (20) \quad Q_{ni} = \frac{\pi \cdot d_n^4}{128 \cdot \rho \cdot \nu \cdot L_{d.o.}} \cdot (p_{Ai} - p_{Bi}), \quad (21)$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi_{в.с.} + \xi_{в.р.} + \lambda \cdot \frac{L_{d.o.}}{d_n}}}, \quad (22) \quad p_m = \rho \cdot g \cdot h_m \Rightarrow \xi \cdot \frac{g^2 \cdot \rho}{2}, \quad (23)$$

$$\xi_m = A \cdot \frac{\nu}{g \cdot d} + B, \quad (24) \quad p_{ni} = \frac{g^2 \cdot \rho}{2} \cdot \left(\xi_{в.с.} + \xi_{в.р.} + \lambda \cdot \frac{L_{d.o.}}{d_n} \right), \quad (25)$$

$$Q_{c,j} = \sum_1^n Q_{n,i}, \quad (26)$$

$$dV_{Av,i} = Q_{c,i} \cdot dt, \quad (27)$$

$$p_{Bi+1} = \left(\frac{p_{B1} \cdot V_{B1}^k}{V_{B1} \pm V_{Av,i}} \right)^k, \quad (28)$$

Знак "+" или "-" ставится в зависимости от изменения давления воздуха, уменьшения либо повышения соответственно

$$N_i = \sum_{i=1}^m p_{n,i} \cdot Q_{c,i}, \quad (29)$$

$$E_i = \int_0^t N_i \cdot dt, \quad (30)$$

$$N_{\mathcal{U}} = \sum_{i=1}^m N_{n,x,i} + \sum_{i=1}^m N_{o,x,i}, \quad (31)$$

$$E_{\mathcal{U}} = \sum_{i=1}^m E_{n,x,i} + \sum_{i=1}^m E_{o,x,i}, \quad (32)$$

$$A_{\mathcal{U}} = \int_0^t N_{\mathcal{U}} \cdot dt, \quad (33)$$

$$\varphi = \arcsin \frac{4 \cdot S_p}{\pi \cdot h \cdot F_{\mathcal{U}}}, \quad (34)$$

где $F_{p.o.}$ [н] – сила реакции опоры; m [кг] – масса на каждую опору; h [м] – перемещение штока; $\omega_{\mathcal{U}}$ [Гц] – частота вынужденных колебаний; t [с] – время; p_A [МПа] – давление в рабочей камере А; $S_{o.n.}$ [м²] – площадь опорной поверхности опоры; $p_{Ai} - p_{Bi}$ и $p_{Bi} - p_{Ai}$ – мгновенная разность давлений в опоре при прямом и обратном ходе штока; g_i [$\frac{м}{с}$] – мгновенная скорость течения жидкости через отверстие; $\varphi = 0.8$ – коэффициент скорости; Re – число Рейнольдса; d_n [м] – диаметр n-го отверстия; ν [$\frac{м^2}{с}$] – кинематическая вязкость жидкости; $Q_{n,i}$ – мгновенный расход через n-ое отверстие; μ – коэффициент расхода; $L_{d.o.}$ [м] – длина дросселирующего отверстия; ρ [МПа] – плотность жидкости; $\xi_{в.с.}$ и $\xi_{в.p.}$ – коэффициенты гидравлического сопротивления; λ – коэффициент гидравлического трения; $h_m = \xi \cdot \frac{g^2}{2 \cdot g}$ [м] – формула Вейсбаха; α – коэффициенты Кориолиса ($\alpha = 2$ -ламинарный поток, $\alpha = 1,02..1,04$ - турбулентный поток); $p_{n,i}$ [МПа] – мгновенная потеря давления на n-ом дросселе; $Q_{c,i}$ [$\frac{м^3}{с}$] – суммарный мгновенный расход жидкости через отверстия; $V_{Av,i}$ [м³] – мгновенный объем вытесненной жидкости; p_{Bi+1} [МПа] – изменение давления газа; p_{B1} [МПа] – первоначальное давление; V_{B1} [м³] – первоначальный объем газовой камеры В; $V_{Av,i}$ [м³] – объем вытесненной жидкости из камеры А за время t ; k – показатель адиабаты (для двухатомных газов $k=1,4$); S_p [Дж] – работа, затраченная на преодоление сил сопротивления; $F_{\mathcal{U}}$ [н] – амплитуда усилия на штоке опоры.

Алгоритм расчета рабочих характеристик адаптивной опоры подвески СА

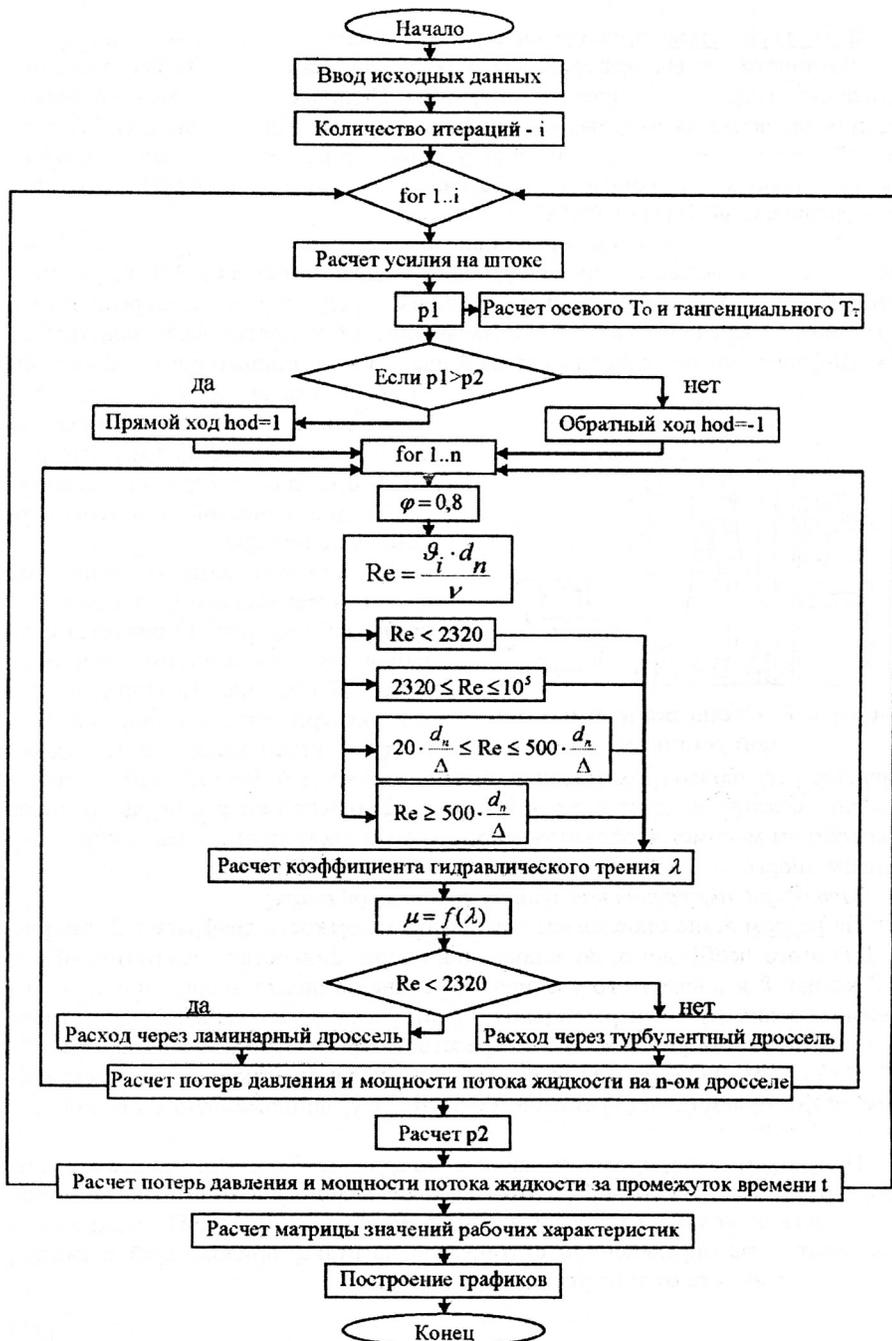


Рисунок 6 - Алгоритм расчета характеристик адаптивной опоры подвески СА

В третьей главе приводится описание экспериментальной установки и разработанного метода эксперимента, а так же анализ результата исследования адаптивной гидропневматической опоры СА. Цель экспериментального исследования заключается в проверке возможности адаптации опоры под СА различной массы, а так же сопоставление результатов расчета натяжения диафрагмы, полученных с помощью разработанной модели и ПО «ANSYS» (расчет проводился в ОАО НТЦ «КАМАЗ»).

Испытуемая гидроопора 4 неподвижно закрепляется на кронштейне 11, который обеспечивает ее жесткое соединение с датчиком силы 3. Место расположения опоры 4 относительно гидроцилиндра 1, регулируется траверсой 10, которая может передвигаться по направляющим 12 и жестко фиксироваться на них. Цифровой сигнал с датчика силы 3 идет на электронный блок вибростенда

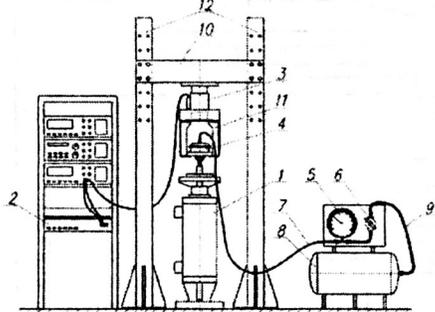


Рисунок 7 - Схема экспериментальной установки

EDIZ6-1, где он обрабатывается и в последствии поступает на двухкоординатный самописец 2 и магнитограф RTP670A, для построения статической и динамической характеристики адаптивной опоры.

В газовую камеру адаптивной опоры через обратный клапан 8 в крышке 5 (см. рис. 1) подается сжатый воздух посредством резинового шланга 7 (см. рис. 7). Определенное для эксперимента давление сжатого воздуха, устанавливается и поддерживается регулировочным (редукционным) клапаном 6. Визуальный контроль, давления сжатого воздуха в газовой камере адаптивной опоры, осуществляется посредством манометра образцового 5, с учетом настройки давления обратного клапана опоры.

Методика проведения испытаний адаптивной опоры

На первом этапе определяем статическую жесткость диафрагмы 2 (см. рис. 1). Для этого необходимо, до заполнения опоры жидкостью, выкрутить обратный клапан 8 и после этого увеличивая усилие на штоке опоры, при этом, отслеживая величину его перемещения (конструктивно заложенную) провести запись статической характеристики посредством двух координатного самописца.

На втором этапе, исходя из заложенного условия адаптивности, рассчитываем по формулам (2) и (3) статическую нагрузку, приложенную к каждой опоре.

На третьем этапе, проводим апробацию адаптивности, т.е., строим статические характеристики опоры. При этом значение номинального давления сжатого воздуха в газовой камере опоры, рассчитываемое по формуле (35), должно соответствовать уже определенной статической нагрузке, приложенной к каждой опоре в зависимости от типа устанавливаемого СА.

$$p_H = \frac{4 \cdot F_{ш}}{\pi \cdot d_{о.п.}^2} \quad (35)$$

На четвертом этапе, по полученным статическим характеристикам уточняем значения настройки давления обратного клапана 8 для поддержания давления сжатого воздуха в газовой камере соответствующего конкретному типу СА грузового автомобиля (автобуса).

На пятом этапе определяем входные параметры, т.е. значения амплитуды и частоты возмущающей силы с учетом типа устанавливаемого двигателя Р-6, V-6 и V-8. Минимальную и максимальную частоту колебаний (от газовых сил) любого двигателя принимаемую для испытаний можно рассчитать

$$f_{\theta} = \frac{n_{\theta} \cdot i_{\theta}}{60 \cdot \tau} \quad (36)$$

Для проведения испытаний опор в стендовых условиях амплитуду колебаний принимаем равной ($\pm 0,1$ мм, $\pm 0,5$ мм, ± 1 мм, ± 3 мм, ± 5 мм).

На шестом этапе проводим испытания адаптивной опоры при уже принятой амплитуде перемещения штока опоры, с записью на магнитограф значений ее динамических характеристик $F_{p.o.} = f(\omega_{\theta}, h)$ на каждой частоте в уже определенном частотном диапазоне соответствующему частотному спектру работы конкретного СА.

На седьмом этапе по полученным экспериментальным данным графоаналитическим методом определяем площадь петли динамического гистерезиса и вычисляем по формуле (34) угол сдвига фаз между напряжением на штоке опоры и его перемещением (угол потерь). Строим графические характеристики, зависимости угла потерь от частоты колебания штока адаптивной опоры и амплитуды его перемещения (см. рис. 11 и 12).

На восьмом заключительном этапе анализируем полученные графические зависимости и анализируем диапазон максимального демпфирования. Оцениваем каждый вариант опытного образца.

Статические характеристики адаптивной опоры

Согласно одной из задач исследования поставленной в настоящей работе является, разработка конструкции опоры СА, удовлетворяющей противоречивым требованиям, это высокая жесткость и сильное демпфирование в низкочастотном диапазоне от 5 до 30 Гц, малая жесткость, слабое демпфирование в высокочастотном диапазоне от 30 до 200 Гц. Для решения поставленной задачи предполагалось спроектировать опору, в которой отсутствует несущий резиновый элемент, что даст снижение статической и, как следствие динамической жесткости.

Следуя разработанной методике испытаний, было проведено исследование статической жесткости диафрагмы адаптивной опоры, график зависимости представлен на рисунке 8.

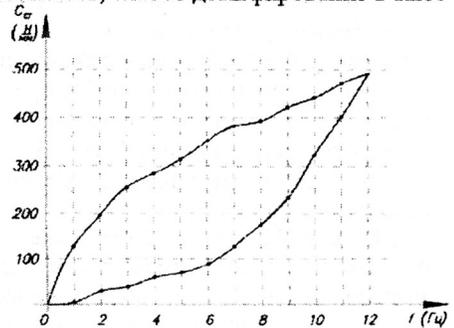


Рисунок 8 - Статическая жесткость диафрагмы адаптивной опоры

Из полученного графика видно, что диафрагма опоры при деформации имеет значительные гистерезисные потери (большая площадь петли) и очень малую жесткость, которая составляет 41,5 Н/мм. Следовательно, в высокочастотном спектре колебаний от 30 до 200 Гц, когда демпфирование посредством жидкости ввиду ее инерционности в канале и малой амплитуде перемещения штока опоры будет малоэффективным, в этом случае диафрагма выполняет функции основного демпфера колебаний.

Проверка способности опоры к адаптации под различные типы СА

Анализируя графики статической жесткости (рис. 9) полученные при различном давлении сжатого воздуха в газовой камере, можно заметить, что все петли отражающие гистерезисные потери энергии на участке рабочего хода штока опоры, с учетом погрешности измерительных приборов, имеют одинаковую форму и площадь, не зависимо от давления воздуха и усилия на штоке.

Следовательно, можно сделать заключение о том, что площадь петли гистерезиса зависит только от количества и геометрических параметров дросселирующих отверстий (каналов) в совокупности с энергопоглощающими свойствами диафрагмы, которые так же зависят от ее конструкции. Сама же статическая жесткость опоры зависит от первоначально установленного давления сжатого воздуха в газовой камере.

Динамическая жесткость адаптивной опоры и угол потерь

Согласно разработанному методу, по экспериментально полученным данным строим графики зависимости динамической жесткости адаптивной опоры (см. рис. 10). Из рисунка наглядно видно, что при изменении давления сжатого воздуха в газовой камере опоры, происходит и изменение кривой динамической жесткости. То есть при повышении давления, увеличивается и динамическая жесткость опоры. Таким образом, разработанная опора позволяет проводить настройку для оптимизации эффективности демпфирования колебаний всей подвески СА.

На рис. 11 и рис. 12 представлены результаты обработки экспериментальных данных в виде графических характеристик динамического угла потерь энергии адаптивной гидропневматической опоры.

Из рис. 11, видно, что при амплитуде колебаний $h = \pm 3 \text{ мм}$ и частоте колебаний $f = 1 \dots 10 \text{ Гц}$, все кривые, отражающие угол гистерезисных потерь при

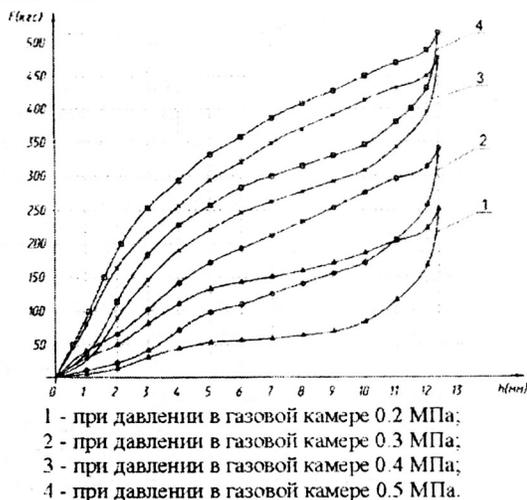
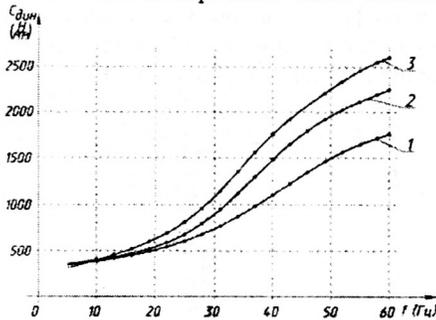


Рисунок 9 - Характеристика статической жесткости адаптивной опоры при различной настройке клапана

различном давлении сжатого воздуха в опоре, плавно возрастает с 10° до 34° и лежат друг относительно друга в пределах погрешности измерений и графоаналитического построения. Такая закономерность полностью удовлетворяет

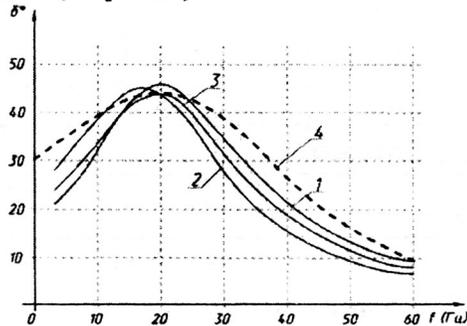


1-при давлении в газовой камере 0.2 МПа; 2-при давлении в газовой камере 0.3 МПа; 3-при давлении в газовой камере 0.45 МПа

Рисунок 10 - Динамическая характеристика адаптивной опоры

поставленной цели исследование об адаптивных свойствах разработанной опоры, то есть способности адаптироваться под СА различной массы с сохранением заложенных рабочих характеристик.

Анализ графических зависимостей изменения угла гистерезисных потерь в высокочастотном спектре колебаний СА до 60 Гц при различном давлении сжатого воздуха (см. рис. 12), наглядно показывает, что угол потерь плавно возрастает с 5 Гц частотного спектра до 20 Гц. Здесь он достигает своего максимального значения $43^\circ \dots 47^\circ$, затем, с увеличением частоты колебаний свыше 20 Гц, плавно уменьшается до значения 10° , что в наибольшей степени отвечает принципу максимальной эффективности демпфирования колебаний СА. Адекватность эксперимента подтверждают результаты расчета угла потери посредством математической модели (см. рис. 12).



1-при давлении в газовой камере 0.2 МПа; 2-при давлении в газовой камере 0.3 МПа; 3-при давлении в газовой камере 0.45 МПа; 4- (теоретический) при статической нагрузке на шток 350 кг.

Рисунок 12 - График изменения угла потерь адаптивной опоры при амплитуде перемещения $h = \pm 0.5 \text{ мм}$ и частотой до 60 Гц

Сравнение результатов расчета натяжение диафрагмы опоры с результатами, полученными посредством ПО «ANSYS» в НТЦ ОАО «КАМАЗ»

Для проверки адекватности разработанной модели был проведен расчет максимальных натяжений возникающих в диафрагме опоры. Схема нагружения и результат расчета в «ANSYS» представлен на рис. 13 и рис. 14 соответственно. Результат расчета, по разработанной модели представлен на рисунке 15.

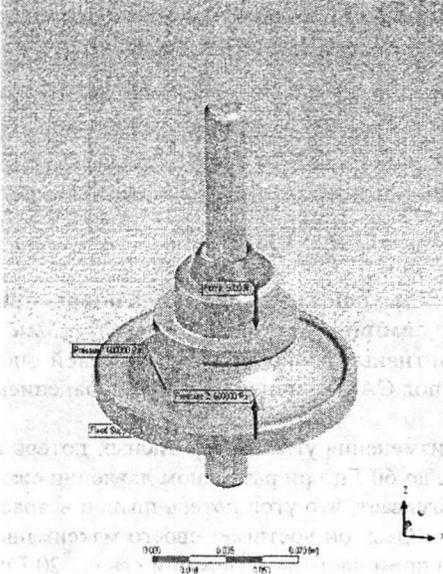


Рисунок 13 - Схема нагружения диафрагмы адаптивной опоры

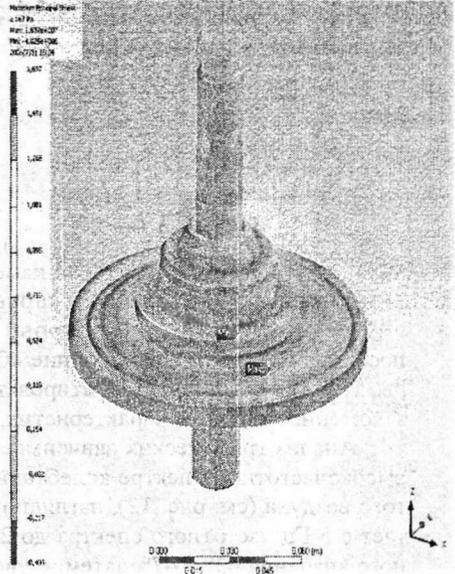


Рисунок 14 - Схема напряжений диафрагмы адаптивной опоры

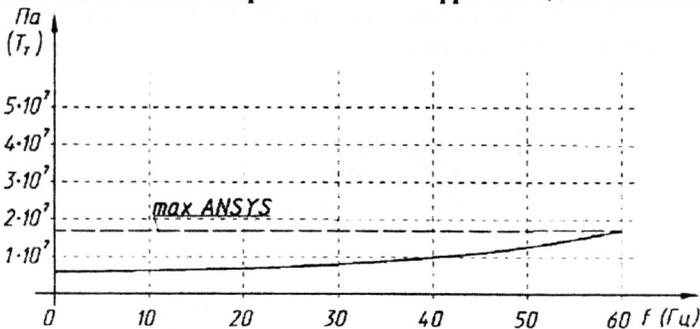


Рисунок 15 - Результат расчета натяжения диафрагмы адаптивной опоры полученный с помощью разработанной модели

По расчетам, проведенным в среде «ANSYS» максимальное напряжение диафрагмы составило $1.677 \cdot 10^7$ Па, а результат расчета по модели составил $1.622 \cdot 10^7$. Следовательно, разработанная модель, включающая выведенные аналитические зависимости для проведения расчета на прочность армирующего

материала для диафрагмы адаптивной опоры, позволяет проводить оценку характеристик диафрагмы с достаточно высокой точностью.

В четвертой главе проводится анализ экономической эффективности инвестиций при использовании в подвеске СА автомобиля адаптивной опоры, анализируется сравнительная оценка экономических показателей при производстве и реализации автомобилей КамАЗ-4307, -4308, -6520, подвеска СА которых оборудована резинометаллическими и вновь разработанными адаптивными опорами. Весь анализ ведется с точки зрения потребителя по методике, разработанной проф. Фасхиевым Х.А.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ, ВЫВОДЫ

1. На основании технической потребности в унифицированной подвеске СА различной массы и проведенного анализа научной литературы в области демпфирования колебаний, был разработан новый способ адаптации жесткости опор подвески СА, основанный на изменении давления в газовой камере, а также опора СА по патенту РФ № 2290548, отличающаяся наличием клапана поддержки постоянного давления, перегородки с резиновым буфером и пазами в нем, плавно ограничивающим перемещения штока и армированной диафрагмой, удовлетворяющая условиям адаптивности.

2. Разработана математическая модель адаптивной опоры СА, описывающая процесс диссипации (посредством жидкости) колебательной энергии, позволяющая моделировать процесс демпфирования колебаний и рассчитывать угол потерь в зависимости от выбранных геометрических параметров опоры, что способствует сокращению времени на проектирование опоры.

3. Получены аналитические зависимости, позволяющие оценивать величину осевого и тангенциального натяжения возникающего в диафрагме адаптивной опоры при любом изменении давления, которые позволяют оценивать прочностные характеристики армирующего материала. Погрешность вычисления, как показало сравнение результатов с расчетом, полученным посредством ПО «ANSYS», составляет 3,28%. Правильный выбор армирующего материала диафрагмы адаптивной опоры позволит значительно повысить надежность и долговечность конечного изделия.

4. Разработан метод расчета адаптивной опоры СА, основанный на алгоритме определения конструктивных и геометрических параметров опоры, позволяющий проводить предварительную оценку конструкции, а также сократить время и средства на получение работоспособной опоры СА и на доводочные испытания.

5. Разработан метод стендовых испытаний адаптивной опоры СА, основанный на определении потерь энергии в опоре, отличающийся возможностью получения мгновенных значений угла потерь колебательной системы, позволяющий настроить опоры под разные СА и определить наиболее эффективные, с точки зрения демпфирования, параметры дросселирующих каналов.

6. Внедрение адаптивных опор в подвеску СА автомобилей КАМАЗ разных классов позволяет, снизить себестоимость их изготовления приблизительно на 50 рублей на один автомобиль. Чистая текущая стоимость автомобиля КАМАЗ с адаптивными опорами за пять лет производства, составит 60 рублей при средней партии 100000 автомобилей в год.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Карелин Д.Л., Адаптивные системы подвески силового агрегата // Труды III-й Международной научно-практической конференции «Автомобиль и техносфера». Казань, 2003. - С. 544-546.
2. Карелин Д.Л. Конструкция и алгоритм расчета характеристик адаптивной гидропневматической опоры силового агрегата на ЭВМ // Труды Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Современные тенденции развития автомобилестроения в России» Тольятти, 2005. - С. 105-109.
3. Карелин Д.Л. Этапы построения математической модели адаптивной гидропневматической подвески силового агрегата // Международный симпозиум посвященный 140-летию МГТУ «НАМИ». Москва, 2005. - С. 11-14
4. Карелин Д.Л. Математическое моделирование адаптивной гидропневматической подвески силового агрегата // **Грузовик**. – 2005. -№ 6. -С. 27-29.
5. Карелин Д.Л. Адаптивная гидропневматическая опора подвески силового агрегата и методы ее расчета // **Автомобильная промышленность**. -2007. - № 9. -С 18-21.
6. Патент на изобретение №2290548 РФ. Адаптивная гидропневматическая опора / Карелин Д.Л. МПК F16F 13/00. – 2005117602/11; Заявлено 07.06.2005, опубл. 27.12.2006. Бюл. №36.

Карелин Дмитрий Леонидович