

## **ОПТИМИЗАЦИЯ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ АМОРТИЗАЦИОННЫХ ОПОР ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ВИБРАЦИИ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА**

**Шаихов Р.Ф., Филькин Н.М.**

ГОУ ВПО Ижевский государственный технический университет,

Ижевск. Россия (426000, Удмуртская Республика, г. Ижевск, ул. Студенческая, д. 7), [shr84@list.ru](mailto:shr84@list.ru); [fnm@istu.ru](mailto:fnm@istu.ru)

Проведен анализ подходов к оценке воздействия вибрации и шума на организм человека, а также к выявлению и устранению их источников. Подчеркивается важность сочетания расчетных и экспериментальных работ при проектировании легкового автомобиля, так как в настоящее время это является обязательным условием создания конкурентоспособного автотранспортного средства. Рассмотрен критерий конкурентоспособности на примере комфортабельности автомобиля и удовлетворения потребителем характеристиками и качеством автомобиля. Проанализированы современные расчетно-экспериментальные подходы к проектированию АТС, широко внедряющиеся в мировом автомобилестроении. Обозначена проблематика определения границ комфортабельности (или дискомфорта) езды пассажира. Объектом рассмотрения является амортизационные опоры подвески легкового автомобиля. Исследован вопрос повышения конкурентоспособности автомобиля за счет снижения воздействия вибрации на организм человека. Объектом рассмотрения является амортизационные опоры подвески легкового автомобиля.

Ключевые слова: комфортабельность, автомобиль, вибрация, шум.

## **OPTIMIZATION OF ELASTIC ELEMENTS OF AMORTIZATION SUPPORT OF THE AUTOMOBILE THE CAR FOR DECREASE IN INFLUENCE OF VIBRATION ON A HUMAN BODY**

**Shaihov R. F., Filkin N.M.**

Izhevsk state technical university,

Izhevsk. Russia (426000, the Udmurt Republic, Izhevsk, street Student's, д. 7), [shr84@list.ru](mailto:shr84@list.ru); [fnm.istu.ru](mailto:fnm.istu.ru)

The analysis of approaches to an estimation of influence of vibration and noise on a human body, and so to revealing and elimination of their sources is carried out. Importance of a combination of settlement and experimental works is underlined at car designing as now it is an indispensable condition of creation of the competitive vehicle. The criterion of competitiveness on an example of comfortableness of the car and satisfaction by the consumer characteristics and quality of the car is considered. Modern settlement-experimental approaches to the automatic telephone exchange designing, widely taking root in the world car-structure are analysed. The problematics of delimitation of comfortableness (or discomfort) drivings of the passenger is designated. Object of consideration is amortization support of a suspension bracket of the car. The question of increase of competitiveness of the car at the expense of decrease in influence of vibration on a human body is investigated. Object of consideration is amortization support of a suspension bracket of the car.

Keywords: comfortableness, the car, vibration, noise.

Резина как конструкционный материал широко распространена в автомобилестроении: шины, демпферы, уплотнения, виброизоляторы и др. В инженерной практике при создании резиновых виброизоляторов существуют две основные задачи: выбор параметров и формы деталей и определение их срока службы.

Использование резиновых деталей является одним из основных признаков комфортабельности и надежности машиностроительной продукции. В последние годы имеется тенденция в обновлении, переориентации и насыщенности резиновыми деталями современных машин и их использования вместо традиционных металлических деталей.

Виброизоляция машин является частью общей теории колебаний упругих систем. По этой проблеме имеется обширная литература [2, 3, 4 и др.]. Усилия многих исследователей были направлены на решение ряда важных практических задач: учет рассеяния энергии при колебаниях механических систем, выбор подходящих материалов для элементов упругой подвески, учет различных эффектов (старения, нелинейности, поврежденности и т.д.) в общем алгоритме расчета. Рассмотрим эти задачи в приложении к виброизоляции автотранспортных средств (АТС):

1. *Выбор материала для элементов упругой подвески.* Длительная практика эксплуатации различных машин выработала следующую тенденцию: резиновые упругие элементы (РУЭ) являются предпочтительными по сравнению со стальными пружинами и другими типами виброизоляторов. Резина благодаря высокой поглощательной способности, долговечности, надежности (РУЭ обладают отсутствием внезапности отказа) практически не имеет равных среди других материалов.

2. *Учет эффектов старения при расчете систем виброизоляции.* Такая проблема возникла в связи с необходимостью создания виброизоляции с длительным сроком службы и высокой степенью надежности. Временные характеристики механических свойств резины (модуль сдвига  $G$  и коэффициент диссипации  $\psi$ ) могут быть получены либо при длительных экспериментальных исследованиях, либо при тепловом старении.

3. *Учет внутреннего трения при колебаниях упругих систем.* Известно три типа задач, в которых рассеяние энергии оказывает существенное влияние:

- задачи о собственных колебаниях упругих систем (рассеяние энергии способствует их быстрому затуханию);
- задачи о вынужденных резонансных колебаниях, амплитуда которых, благодаря рассеянию энергии, достигает конечного значения;
- задачи о действии кратковременных импульсов или ударов (рассеяние энергии способствует снижению напряжений в таких системах).

Большинство проблем, связанных с повышением шума и вибрации, появляются из-за использования устаревших методов проектирования АТС и недостаточного знания колебательных процессов.

Только в 80-х гг. XX века появились технические возможности на стадии проектирования моделировать его различные свойства (например, управляемость, устойчивость, вибронагруженность и т.д.). В те годы появилась многоканальная измерительная аппаратура, позволяющая определять характер пространственных колебаний отдельных подсистем [3].

Современные расчетно-экспериментальные подходы к проектированию АТС широко внедряются в мировом автомобилестроении, особенно после применения в практике числовых методов расчета с применением многоканальной измерительной аппаратуры, специальных современных стендов, имитирующих те конкретные нагрузки, возникающие при движении АТС по различным дорогам [3].

На первом этапе применения новых технологий исследований требуются большие затраты, которые в будущем окупаются за счет быстрого внедрения новых конструкций АТС в серийное производство, изготовления меньшего количества опытных образцов, сокращения времени их испытаний. Различные расчетные модели отдельных подсистем АТС, существовавшие ранее, давали очень приблизительные результаты.

Сочетание расчетных и экспериментальных работ при проектировании является в настоящее время обязательным условием создания конкурентоспособного автомобиля. Такая работа трудоемка, для ее проведения требуется наличие соответствующих знаний, оборудования, определенной системы проведения работ.

Автомобиль будет конкурентоспособным тогда, когда потребитель будет удовлетворен характеристиками и качеством автомобиля. Рассмотрим вопрос на примере комфортабельности автомобиля.

Вообще границы комфортабельности (или дискомфорта) езды пассажира трудно определить. Многими специалистами были выполнены обширные исследования по нахождению пределов комфорта езды. Разработаны различные методы оценки реакции человека на колебания [5].

Единого подхода к оценке воздействия вибрации и шума на организм человека, а также к выявлению и устранению их источников до сих пор нет. Некоторые разработчики ориентируются на индекс динамического отклика (DRI), который основан на теоретической предпосылке к протеканию вибрации в неизолированной системе с единственной степенью свободы. Он не учитывает сглаживание или демпфирование вибраций, следовательно, при коротких импульсах вибрации дает значительное его завышение по отношению к фактическому значению.

Второй вариант – оценка по среднеквадратическим значениям скорректированного виброускорения  $a_\omega$  и эквивалентной дозы  $eVDV$  вибрации за период времени, равный длительности ее воздействия, – применяется чаще, потому что дает возможность количественно оценить накопленную за определенный период и ощущаемую человеком вибрацию [1].

При этом ускорение  $a_\omega$  подсчитывается по формуле  $a_\omega = \left( \int_{t=0}^T a_{\omega_i}^2 dt \right)^{1/2}$  или  $a_\omega = \left( \int_{t=0}^T a_{\omega_i}^4 dt \right)^{1/4}$ , а эквивалентная доза при длительности  $T$  воздействия – по формуле  $eVDV = 1,4a_\omega T^{1/4}$ . Изменяемый во времени сигнал ускорений  $a_\omega$  после фильтрации представляется в области частот 1–32 Гц, которые, как известно, считаются наиболее опасными. По величине он делится на три области опасности.

Так, если значение  $a_\omega$  располагается ниже зоны предупреждения на графике его зависимости от времени воздействия, то очевидного влияния такой вибрации на состояние здоровья нет; если в самой зоне – риск такого внедрения уже появляется; если выше ее – риск становится существенным.

Применительно к общественному транспорту, например, это выглядит следующим образом: при виброускорениях менее  $0,315 \text{ м/с}^2$  (10 дБ) дискомфорт не ощущается; при  $0,315 - 0,63 \text{ м/с}^2$  – есть легкое ощущение дискомфорта; при  $0,5 - 1,0 \text{ м/с}^2$  – ощущение дискомфорта приемлемое; при  $0,8 - 1,6 \text{ м/с}^2$  – уже отчетливое; при  $1,25 - 2,5 \text{ м/с}^2$  – сильный дискомфорт; свыше  $2 \text{ м/с}^2$  – крайняя степень дискомфорта [1].

Второй вариант информативнее. Но у него есть недостаток: из-за оценки взвешенных во времени отфильтрованных по низким величинам сигналов ускорений учитываются главным образом их пики. То есть показатель  $eVDV$  приводит к необъективному с точки зрения оценки состояния пользователя анализу толчков или виброускорений. Иначе говоря, тоже завышает фактические вибрации.

На этапе применения новых технологий и исследований требуются большие затраты, связанные с внедрением новых конструкций АТС в серийное производство. Сочетание расчетных и экспериментальных работ при проектировании является в настоящее время обязательным условием создания конкурентоспособного автомобиля. Рассмотрим вопрос повышения конкурентоспособности автомобиля за счет снижения воздействия вибрации на организм человека. Объектом рассмотрения является амортизационные опоры подвески легкового автомобиля.

Амортизационные опоры работают, как правило, при действии на них комбинированных нагрузок. К таким опорам относятся верхние опоры амортизаторных стоек подвесок автомобилей, которые воспринимают статические и динамические вертикальные нагрузки от

веса автомобиля, а также горизонтальные динамические инерционные нагрузки при его разгоне и торможении.

На рис. 1 изображена верхняя опора стойки амортизаторной легкового автомобиля, конструкция которой широко применяется в автомобилестроении, например, на автомобилях производства ОАО «АВТОВАЗ», ОАО «Иж-Авто» и др. Для данного типа амортизационных деталей, испытывающих одновременное действие сил сжатия  $P_{сж}$  и сдвига  $P_{сд}$  от действия осевой силы  $P$ , в результате наклона демпфирующего элемента, в ряде работ рекомендуется при проектировании выбирать угол наклона  $B^\circ$  (см. выносной элемент А на рис.1) в пределах  $29^\circ$ . Эта рекомендация приближенная и не учитывает ряд факторов, влияющих на работу амортизационных опор, таких как: конфигурация (размеры) упругих элементов (УЭ), условия закрепления опорных поверхностей и параметры применяемых материалов.

Поэтому на практике угол наклона УЭ выбирается экспериментально, что является дорогостоящей работой, т.к. требуется доработка прессформ, участвующих в изготовлении УЭ.

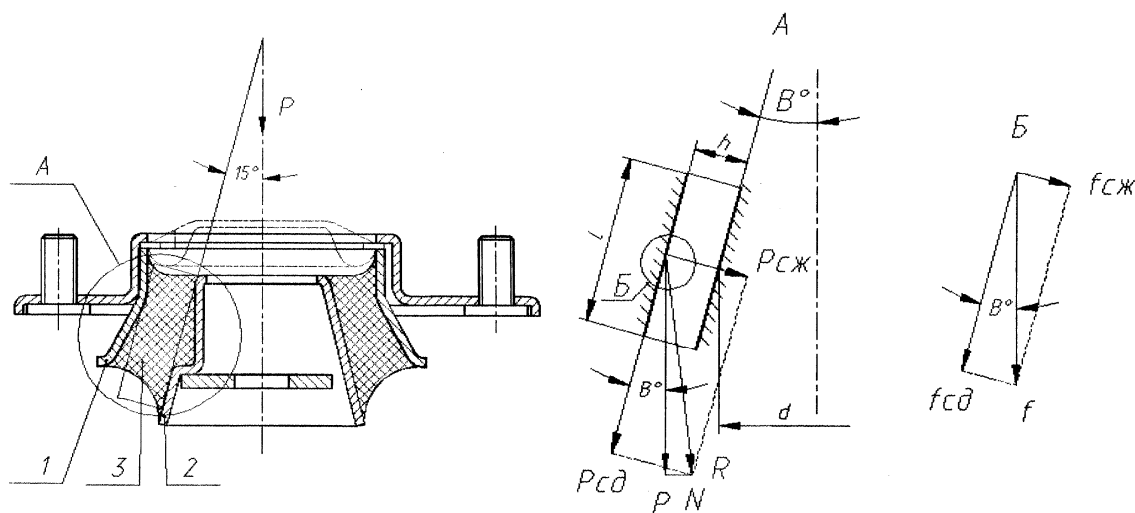


Рис. 1. Верхняя опора стойки амортизаторной и схема действия сил на ее упругие элементы

Обозначения, неупомянутые в тексте:  $N$  – горизонтальная сила, вызванная конфигурацией и наклоном упругого элемента;  $R$  – результирующая сил  $P$  и  $N$ , одновременно являющаяся результирующей для сил  $P_{сж}$  и  $P_{сд}$ ;  $f$  – прогиб верхней опоры от действия осевого усилия  $P$ ;  $f_{сж}$  и  $f_{сд}$  – перемещения опорных поверхностей под действием сил соответственно  $P_{сж}$  и  $P_{сд}$ ;  $d$  – средний диаметр внутренней обоймы опоры.

В целях улучшения работоспособности опор необходимо определять такой угол наклона УЭ  $B^\circ$ , при котором в зависимости от конфигурации и свойств материала УЭ удовлетворял бы оптимальным условиям по эффективности демпфирования и долговечности

работы конструкции, т.е. при проектировании опоры следует конструктивно уравнивать за счет угла наклона УЭ действующие нагрузки сжатия и сдвига по предельно-допускаемым нормальным и касательным напряжениям выбранного материала  $[Q]_{сж}$  и  $[T]_{сд}$ .

Формула расчета угла  $B^\circ$  для различных конфигураций опор, работающих при действии на них комбинированных нагрузок и отсутствии скольжения УЭ относительно обойм (привулканизированы), была получена и обоснована ранее в [3]:

$$B^\circ = \operatorname{arctg} \left[ \frac{1}{3(1+4,67\Phi)} \frac{[Q]_{сж}}{[T]_{сд}} \right], \quad (1)$$

где  $\Phi$  – фактор формы УЭ (отношение площади опорной поверхности к сумме площадей свободных поверхностей).

Из формула (1) видно, что важными параметрами, влияющими на величину угла  $B^\circ$ , а значит и на работоспособность опор, и требующие своего оптимального (рационального) выбора, являются фактор формы  $\Phi$  и характеристики материала УЭ, определяющие напряжения  $[Q]_{сж}$  и  $[T]_{сд}$ . При этом следует учитывать изменение  $[Q]_{сж}$  и  $[T]_{сд}$  в зависимости от условий закрепления опорных поверхностей УЭ в опорах и видов нагрузок (статических или динамических) на УЭ, т.к. динамические касательные напряжения разных марок резин одной твердости отличаются друг от друга.

Независимо от изменения резины по твердости отношения предельных напряжений сжатия  $[Q]$  к сдвигу  $[T]$  постоянны для одинаковых видов статических или динамических нагрузок. Следовательно, формулу (1) можно записать:

$$B^\circ = \operatorname{arctg} \left[ \frac{K_n^i}{3(1+4,67\Phi)} \right], \quad (2)$$

где  $K_n^i$  – коэффициенты отношений предельных напряжений в деталях, которые работают при комбинированных только статических или динамических нагрузках,  $n$  – индекс, характеризующий вид нагрузки,  $i$  – индекс, характеризующий условия соединения УЭ с арматурой и физико-химические показатели резины.

Наиболее рациональные расчетные величины углов наклона УЭ существенно отличаются от рекомендуемого значения  $B^\circ = 29^\circ$ , упомянутого в статье. Спроектированные и изго-

товленные с таким углом опоры могут работать с перенапряжением УЭ от сжимающих или сдвигающих сил, что проявится в дальнейшем при эксплуатации в недостаточной эффективности или долговечности их работы. Для устранения данных «скрытых» дефектов необходимо будет увеличивать размеры УЭ, что в свою очередь приведет к необоснованному увеличению материалоемкости всей конструкции.

Результаты теоретических и расчетных исследований были применены при проектировании верхней опоры легкового автомобиля ИЖ–2126.

Изготовленные опытные образцы новых верхних опор показали хорошие результаты по демпфирующим свойствам, прочности и долговечности работы при стендовых и дорожных испытаниях. На основании изложенного можно рекомендовать использовать приведенные в статье результаты для практического их применения, т.е. использовать в расчетах при проектировании новых резинотехнических изделий и, в частности, для определения оптимальных углов наклона УЭ в силовых (амортизационных) деталях легковых автомобилей, работающих при действии на них комбинированных нагрузок.

#### Список литературы

1. Грушников В.А. Современные способы повышения вибрационной безопасности и акустического комфорта легкового автомобиля // Автомобильная промышленность. – 2011. – № 5. – С. 37-40.
2. Дырда В.И., Чижик Е.Ф. Резиновые детали в машиностроении. – Днепропетровск: Полиграфист, 2000. – 586 с.
3. Тольский В.Е. Виброакустика автомобиля «Машиностроение». – М., 1988, – 139 с.
4. Тольский В.Е., Воеводенко С.М. Особенности многоканальных измерений вибрации // Мир измерений. – 2002. № 11–12 (21–22). – С. 155-157.
5. B.D. Van Deusen Human Response to Vehicle Vibration, SAE Transactions. – Vol. 77, paper 680090, – 1969.

#### Рецензенты

1. Умняшкин В.А., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Дизайн промышленных изделий», ФГБОУ ВПО «Удмуртский государственный университет», г. Ижевск.
2. Баженов Е.Е., д.т.н., доцент ФГБОУ ВПО «Уральский государственный экономический университет», г. Екатеринбург.