

Интернет-журнал «Отходы и ресурсы» / Russian journal of resources, conservation and recycling <http://resources.today>

2016, Том 3, №1 / 2016, Vol 3, No 1 <http://resources.today/issues/vol3-no1.html>

URL статьи: <http://resources.today/PDF/05RRO116.pdf>

DOI: 10.15862/05RRO116 (<http://dx.doi.org/10.15862/05RRO116>)

Ссылка для цитирования этой статьи:

Сучилин В.А., Тюменев Ю.Я. К вопросу эффективности гашения вибрации в автотранспортной технике // Интернет-журнал «Отходы и ресурсы» Том 3, №1 (2016) <http://resources.today/PDF/05RRO116.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

For citation:

Suchilin V.A., Tyumenev Yu.Ya. [To question the effectiveness of automobile vibration damping technology] Russian journal of resources, conservation and recycling, 2016, Vol. 3, no. 1. Available at: <http://resources.today/PDF/05RRO116.pdf> (In Russ.)

УДК 546.722

Сучилин Владимир Алексеевич

ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, Москва
Профессор кафедры «Сервисного инжиниринга»
Доктор технических наук
E-mail: SuchilinV@mail.ru

Тюменев Юрий Якубович

ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, Москва
Профессор кафедры «Сервисного инжиниринга»
Кандидат технических наук
E-mail: mite1339@rambler.ru

К вопросу эффективности гашения вибрации в автотранспортной технике

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы, связанные с разработкой принципиальной схемы системы гашения вибрации, передаваемой на кресло водителя автотранспортной техники. Показаны возможности повышения эффективности известных виброзащитных систем за счет использования в них магнитной жидкости. Дана оценка параметров функционирования комбинированной схемы защиты кресла водителя транспортных средств от действия неровностей дороги.

Ключевые слова: вибрация; схема гашения вибрации; процесс моделирования схем; параметры схем; гидравлическая опора; магнитная жидкость

Предприятия автосервиса производят ремонт и модернизацию не только легковых, но и грузовых машин. Важной задачей при этом является создания комфортных условий водителю, обеспечение снижения уровня жесткой вибрации его сидения от неровностей дороги. Известно, что одной и той же конструкцией кресла могут пользоваться люди с различным весом. В этом случае параметры виброзащиты кресла становятся неоднозначны. Добиваться одинаковых эргономических условий при этом можно путем адаптации кресла к переменной статической нагрузке и повышения эффективности виброзащитной системы машины в целом. Эти задачи в общем решены на многих современных легковых машинах. Конструктивные решения различны, иногда весьма сложны и не надежны. Так, например, для автоматической настройки кресла на изменение статической нагрузки в структуре кресла должны быть источник энергии, следящая система и исполнительный механизм.

Предлагается подобное схемное решение кресла (рис. 1) включает упругий элемент 5 – плоские пружины, соединенные крестообразно, опирающиеся на корпус машины, резиновую пневмокамеру 6 с обоймой 7, высота пневмокамеры и давление автоматически меняется при изменении статической нагрузки на кресло. Сидение кресла включает губчатую резину 1, выравнивающий слой 2 и обтяжку 3, которые совместно входят в ложе 4 кресла.

При действии повышенной статической нагрузки сидение кресла перемещается вниз, связанные с ним плоские пружины 5 деформируются, перемещая вниз стойку 9, опирающуюся на обойму 7. Стойка 9 замыкает подвижный 10 и неподвижный 11 контакты в электрической цепи малого напряжения. От этого срабатывает клапан ресивера (на схеме не показано) и сжатый воздух поступает в камеру 6. Повышается давление в камере 6, обеспечивается необходимый уровень виброзащиты. При этом вместе с сидением перемещается вверх и стойка 9, размыкая контакты 10 и 11, что приводит к прекращению подачи сжатого воздуха в камеру 6.

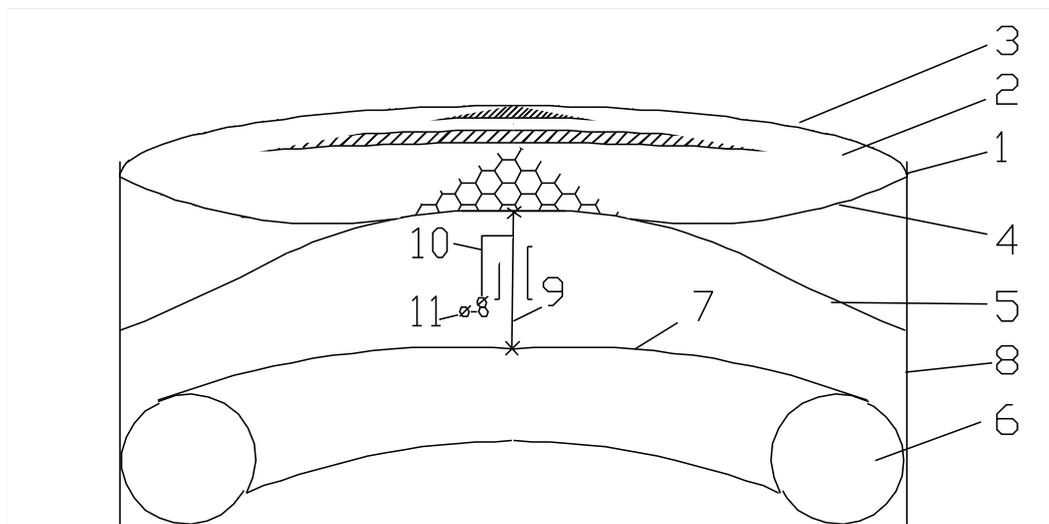


Рисунок 1. Принципиальная схема кресла, адаптированного к статической нагрузке

В данном случае, резиновая камера 6, выполняющая роль следящей системы и корректора жесткости виброзащиты кресла, выполнена в виде эллиптического тора, что позволяет гасить упругие колебания по нелинейному закону, устраняя тем самым возможность появления резонансных колебаний в предложенной системе кресла автомобиля. Моделировать этот элемент кресла выгодно компьютерными средствами. Данную поверхность получают вращением эллипса вокруг оси OZ , что описывается зависимостями:

$$\begin{aligned} X &= X(\nu) = J + \cos \nu \\ Z &= Z(\nu) = r \sin \nu \end{aligned} \quad (1)$$

$r=r(\nu)=c \cdot b / \sqrt{b^2 \sin^2 \beta + c^2 \cos^2 \beta}$; $\beta = \nu - \theta$, $\theta = \text{const}$ - угол наклона полуоси эллипса к плоскости xOy ; c, b, J, r – параметры эллипса и его положения (рис. 2).

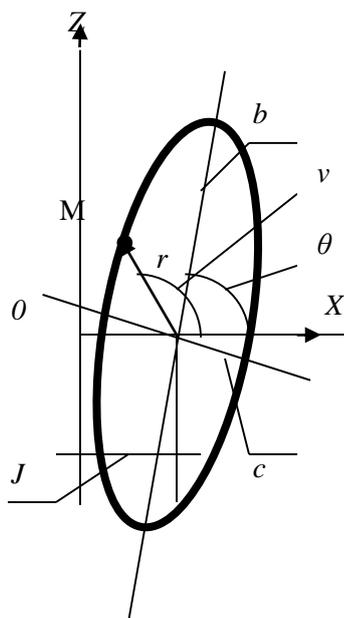


Рисунок 2. Схема эллипса, образующего открытый эллиптический тор

Удобно задавать форму эллиптического тора параметрически: $x=x(u,v)$; $y=y(u,v)$; $z=z(v)$ в системе Mathcad, где u угол, отсчитываемый от оси Ox в сторону оси Oy (на схеме не показано). Причем в данном случае $0 \leq U \leq 2\pi$.

В матричном виде это будет, а реализация матрицы дает вышеупомянутый тор (рис. 3).

$$M(u, v) := \begin{bmatrix} \left(J + \frac{c \cdot b}{\sqrt{b^2 \cdot \sin\left(v - \frac{\pi}{6}\right)^2 + c^2 \cdot \cos\left(v - \frac{\pi}{6}\right)^2}} \cdot \cos(v) \right) \cdot \cos(u) \\ \left(J + \frac{c \cdot b}{\sqrt{b^2 \cdot \sin\left(v - \frac{\pi}{6}\right)^2 + c^2 \cdot \cos\left(v - \frac{\pi}{6}\right)^2}} \cdot \cos(v) \right) \cdot \sin(u) \\ \frac{c \cdot b}{\sqrt{b^2 \cdot \sin\left(v - \frac{\pi}{6}\right)^2 + c^2 \cdot \cos\left(v - \frac{\pi}{6}\right)^2}} \cdot \sin(v) \end{bmatrix} \quad (2)$$

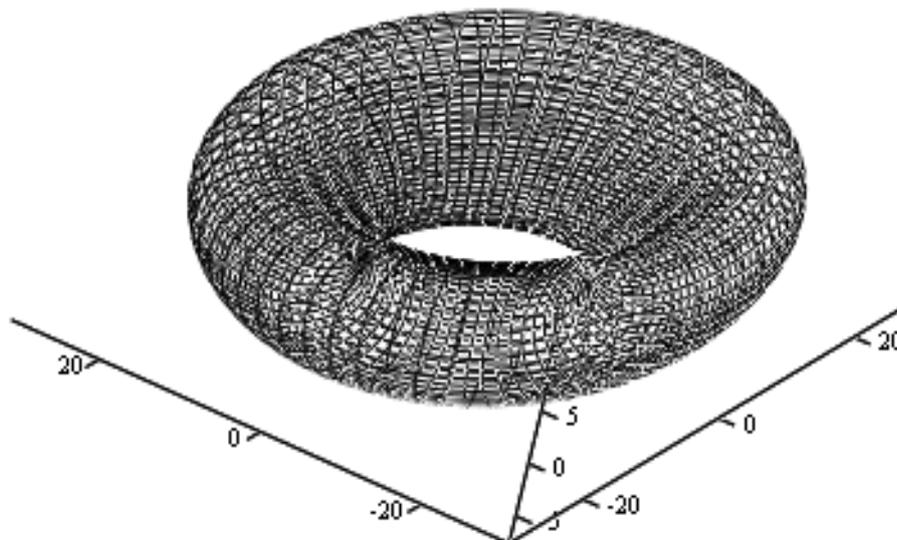


Рисунок 3. Форма поверхности упругого элемента в виде открытого эллиптического тора

Важна также форма поверхности обоймы 7 амортизатора, работающая совместно с камерой 6 и обеспечивающая наилучшие условия рассеивания вредных силовых воздействий от рельефа дороги. Из конструктивных соображений выбрали форму поверхности обоймы 7 амортизатора в виде глобоида. Поверхность глобоида образуется вращением дуги окружности вокруг оси OZ , лежащей в плоскости этой дуги, где q – радиус этой окружности, g – радиусы центров образующих окружностей.

Параметрическая форма задания данной поверхности показана в матричном виде (3), а реализация матрицы в системе Mathcad соответственно на рис. 4.

$$M(u, v) := \begin{bmatrix} (g + q \cdot \cos(v)) \cdot \cos(u) \\ (g + q \cdot \cos(v)) \cdot \sin(u) \\ q \cdot \sin(v) \end{bmatrix} \quad (3)$$

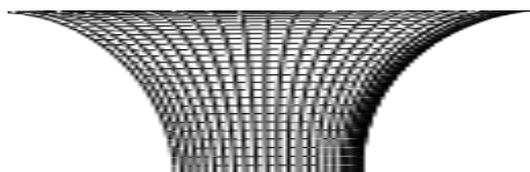


Рисунок 4. Форма поверхности обоймы амортизатора в виде глобоида

Учитывая, что жесткость разрабатываемой системы кресла будет определять его условия функционирования и изнашивания швейных материалов, составим эквивалентную расчетную схему упругой системы кресла (рис. 5), включающую жесткость горизонтальных пружин 5 (C_5) и жесткость резинового баллона 6 (C_6).

Жесткость C (Н/м) амортизирующей системы кресла определяется как производная от силы F - действие неровностей дороги на упругие элементы ее.

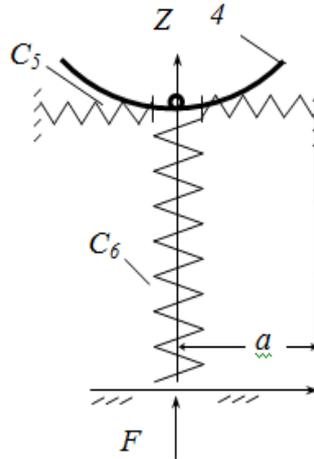


Рисунок 5. Расчетная схема для определения жесткости амортизирующей системы кресла

Исходя из известных положений силовая реакция амортизирующей системы кресла при смещении его на некоторую величину вверх (по оси Z) при воздействии неровностей дороги, где $\delta\theta$ – деформация пружин 5 по оси Z от действия силы $F(H)$; a – длина пружин 5.

$$F = c_6 Z + 2c_5 Z \left(1 - \frac{a + \delta_0}{\sqrt{Z^2 + a^2}}\right) \quad (4)$$

Продифференцировав выражение (4) по Z , найдем жесткость амортизирующей системы

$$\begin{aligned} F'(z) &= c_6 + 2c_5 \left(1 - \frac{a + \delta_0}{\sqrt{z^2 + a^2}}\right) + 2c_5 z \left(1 - \frac{a + \delta_0}{\sqrt{z^2 + a^2}}\right)' = \\ &= c_6 + 2c_5 \left(1 - \frac{a + \delta_0}{\sqrt{z^2 + a^2}}\right) + 2c_5 z \left(-\frac{a + \delta_0}{2} \frac{2z}{(z^2 + a^2)^{3/2}}\right) = \\ &= c_6 + 2c_5 \left(1 - \frac{a + \delta_0}{\sqrt{z^2 + a^2}} + \frac{(a + \delta_0)z^2}{(z^2 + a^2)^{3/2}}\right) = c_6 + 2c_5 \left(1 + \frac{-(a + \delta_0)(z^2 + a^2) + (a + \delta_0)z^2}{(z^2 + a^2)^{3/2}}\right) = \\ &= c_6 + 2c_5 \left(1 - \frac{(a + \delta_0)a^2}{(z^2 + a^2)^{3/2}}\right) = c_6 + 2c_5 \left(1 - \frac{a(1 + \frac{\delta_0}{a})a^2}{a^3 \left(1 + \frac{z^2}{a^2}\right)^{3/2}}\right). \end{aligned}$$

Отнесем жесткость системы к жесткости вертикальной пружины C_6 . и получаем удобную для исследования зависимость жесткости системы кресла.

$$\begin{aligned} \frac{c_5}{c_6} &= c_{2c}; \quad \frac{z}{a} = z_c; \quad \frac{\delta_0}{a} = a_c \\ c_c &= 1 + 2c_{2c} \left[1 - \frac{1 + a_c}{(1 + Z_c^2)^{3/2}}\right], \end{aligned} \quad (5)$$

Из этого выражения видно, что в положении статического равновесия ($Z=0$) жесткость амортизирующей системы кресла зависит только от параметров c_{2c} и a_c , которые можно

задавать на этапе проектирования, учитывая особенности функционирования тех технических средств, для которых разрабатывается данная амортизирующая система. При этом обеспечивается несущая способность упругой системы, а параметры системы приобретают свойство нелинейности.

Учитывая, что неровности дороги могут быть весьма значительными, что требует установки в схему данного кресла устройства, позволяющего воспринимать возникающие дополнительные нагрузки и плавно их гасить. Для этого, как известно, служат амортизаторы, включающие в структуру реологическую жидкость в виде магнитной жидкости и источник магнитного силового потока. По габаритам и условиям функционирования подходит амортизатор в виде гидравлической опоры (рис. 6), который легко можно разместить внутри детали – обоймы 7 кресла (рис. 1).

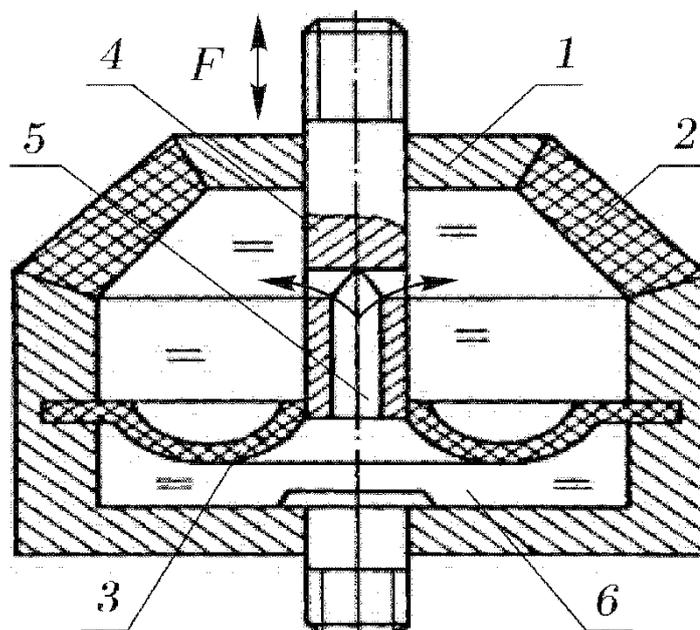


Рисунок 6. Гидравлический амортизатор с магнитной жидкостью

Данная амортизирующая гидравлическая опора удобна для применения при гашении динамических возмущающих колебаний, передаваемых на сидение водителя автотранспортного средства.

Гидравлическая опора работает следующим образом. При воздействии на нагрузочный элемент 1, и, следовательно, на шток 4, внешней периодической силы F происходит деформация резинометаллического корпуса 2 и смещение мембраны 3. Так как мембрана выполнена сплошной и объемы камеры, разделенной мембраной, сообщаются только посредством канала 5, выполненного в штоке из магнитострикционного материала, то под действием внешней силы, индукция B возникающего магнитного поля возрастает при увеличении внешней силы F .

Это приводит к изменению параметров амортизатора. Чем больше значение внешней силы F , тем выше жесткость элементов системы амортизатора и эффективность его работы.

Распределение вектора магнитной индукции B по сечению дроссельного канала 5 имеет вид

$$B = (\alpha^2 \Delta P / L) \mu \{ \gamma / \nu \rho \}^{1/2} B_0, \quad (6)$$

где: α - радиус дроссельного канала 5, ΔP - разность давлений на входе и выходе дроссельного канала 5, L - длина канала 5, μ - магнитная проницаемость магнитной жидкости,

γ - электропроводимость магнитной жидкости, ν - кинематическая вязкость магнитной жидкости, ρ - плотность магнитной жидкости, B_0 - магнитная индукция материала штока 4.

Таким образом, эффективность амортизирующей системы кресла водителя, описанная зависимостью (5) повысится за счет перетекания магнитной жидкости через канал 5 штока 4 в поле действия магнитной индукции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фролов К.В. Теория машин и механизмов. М.: Высшая школа, 1987, 496 с.
2. Алабужев П.М. и др. Виброзащитные системы с квазиулеевой жесткостью / Под ред. К.М. Рагульска. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.
3. Гордеев Б.А. и др. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004, 176 с.
4. Сучилин В.А. Узел трения с подачей смазочного материала силами инерции. «Вестник машиностроения», №1, 1997, с. 43.
5. Сучилин В.А. Применение магнитной жидкости в узлах трения. «Вестник машиностроения», №9, 1997, с. 52-53.
6. Сучилин В.А. и др. Магнитной жидкости в технологиях сервиса транспортных средств // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2011. №4, т.7. С. 41-45.

Suchilin Vladimir Alekseevich

Russian state university of tourism and service, Russia, Moscow
E-mail: SuchilinV@mail.ru

Tyumenev Yuriy Yakubovich

Russian state university of tourism and service, Russia, Moscow
E-mail: mite1339@rambler.ru

To question the effectiveness of automobile vibration damping technology

Abstract. The article discusses issues related to the development of the concept of system damping vibration transmitted to the driver's seat of motor vehicles. The possibilities of increasing the efficiency of the known vibration isolation systems by using magnetic fluid. The estimation of the parameters of functioning of the combined circuit protection of the driver's seat of vehicles from the action of the irregularities of the road.

Keywords: vibration; the circuit damping vibration; the process of circuit simulation; the circuit parameters; hydraulic bearing; magnetic fluid

REFERENCES

1. Frolov K.V. Teoriya mashin i mekhanizmov. M.: Vysshaya shkola, 1987, 496 s.
2. Alabuzhev P.M. i dr. Vibrozashchitnye sistemy s kvazinulevoy zhestkost'yu / Pod red. K.M. Ragul'skisa. L.: Mashinostroenie, 1986. 96 s.
3. Gordeev B.A. i dr. Sistemy vibrozashchity s ispol'zovaniem inertsionnosti i dissipatii reologicheskikh sred. M.: FIZMATLIT, 2004, 176 s.
4. Suchilin V.A. Uzel treniya s podachey smazochno go materiala silami inertsii. «Vestnik mashinostroeniya», №1, 1997, s. 43.
5. Suchilin V.A. Primenenie magnitnoy zhidkosti v uzlakh treniya. «Vestnik mashinostroeniya», №9, 1997, s. 52-53.
6. Suchilin V.A. i dr. Magnitnoy zhidkosti v tekhnologiyakh servisa transportnykh sredstv // Elektrotekhnicheskie i informatsionnye komplekсы i sistemy. 2011. №4, t.7. S. 41-45.